



TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta strojní
Katedra vozidel a motorů

DIPLOMOVÁ PRÁCE

2007

Lubomír Moc



TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta strojní
Katedra vozidel a motorů

Studijní program: **M2301 Strojní inženýrství**

Studijní obor: **2302T010 Konstrukce strojů a zařízení**

Zaměření: **Pístové spalovací motory**

DIPLOMOVÁ PRÁCE

na téma:

Palivové čerpadlo na LPG s regulací plnicího tlaku.

Fuel pump for LPG with the charging pressure control.

KVM – 385

Vypracoval :	Lubomír Moc
Vedoucí diplomové práce:	Prof. Ing. Stanislav Beroun, CSc
Konzultant diplomové práce:	Ing. Pavel Brabec

Počet stran :	74
Počet příloh:	10
Počet tabulek:	38
Počet obrázků:	26
Počet výkresů:	9

Datum odevzdání: 25.05.2007



A N O T A C E

Studijní program: **M2301 Strojní inženýrství**

Číslo diplomové práce: **KVM – 385**

Diplomant: Lubomír Moc

Téma práce: **Palivové čerpadlo na LPG s regulací plnicího tlaku.**

Vedoucí diplomové práce: Prof. Ing. Stanislav Beroun, CSc

Konzultant diplomové práce: Ing. Pavel Brabec

Stručný výtah:

V práci je uvedena dílčí analýza vlivu provozních podmínek na funkci palivového příslušenství plynového motoru autobusu, zejména je posouzen vliv proměnlivosti tlaku LPG v nádržích na součinitel přebytku vzduchu palivové směsi.

Součástí práce je návrh uspořádání a ověření úprav plynového palivového systému na funkčním vzorku, který zajišťuje konstantní tlak kapalného LPG na vstupu do odpařovače dvoustupňového regulátoru DELTEC-Century.

V práci jsou dále navrženy konstrukční úpravy sériového provedení palivového čerpadla BOSCH splňující požadavky předpisu EHK 67 pro homologaci speciálního vybavení motorových vozidel na LPG.



TECHNICAL UNIVERSITY OF LIBEREC

Faculty of Mechanical Engineering
Departments of Cars and Engines

A N N O T A T I O N

Educational programme: **M2301 Mechanical Engineering**

Number of diploma work: **KVM – 385**

Author: Lubomír Moc

Diploma thesis: **Fuel pump for LPG with the charging pressure control.**

Leader of diploma work: Prof. Ing. Stanislav Beroun, CSc

Consultant of diploma work: Ing. Pavel Brabec

Summary:

The work states a partial analysis of service conditions influence on the function of a bus gas-engine fuel accessories, examining especially the influence of LPG pressure variability in tanks on the coefficient of fuel mixtures excess-air.

Part of the work is the design the modification and check adjustment of gas fuel delivery system on a functional sample, which ensures a constant pressure of liquid LPG on the evaporator input in two stage regulator DELTEC-Century.

In the work, there are also designs of constructional modifications on serial rendering of fuel pump BOSCH, satisfying the requirements of ECE 67 regulation for the certification of motor vehicles special equipment for LPG.

Zadání diplomové práce

Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 o právu autorském, zejména § 60 (školní dílo).

Beru na vědomí, že Technická Univerzita v Liberci má právo na uzavření licenční smlouvy o užití mé DP a prohlašuji, že **s o u h l a s í m** s případným užitím mé diplomové práce (prodej, zapůjčení apod.).

Jsem si vědom toho, že užití své diplomové práce či poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem Technické Univerzity v Liberci, která má právo ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, vynaložených univerzitou na vytvoření díla (až do jejich skutečné výše).

Diplomovou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím diplomové práce.

Autor:

Lubomír Moc

Podpis:

Adresa:

Na Výšinách 443

Liberec 5, 460 05

Datum:

25. 05. 2007

Poděkování

Na tomto místě bych rád vyjádřil poděkování vedoucímu diplomové práce Prof. Ing. Stanislavu Berounovi CSc, za jeho cenné rady a podněty při realizaci diplomové práce.

Obsah:

Seznam veličin a použitého označení	9
1.0 Úvod.....	10
2.0 Základní popis řešeného problému	12
3.0 Varianty řešení plynových zážehových motorů na LPG.....	13
3.1 Stručná charakteristika uspořádání systémů plynového motoru pro jednotlivá provedení plynových motorů na LPG.....	14
4.0 Vlastnosti zkapalněných uhlovodíkových plynů.....	17
5.0 Rekonstrukce motoru LIAZ ML 636 pro provoz na LPG	21
5.1 Úvod	21
5.2 Základní technické údaje motoru ML 636 PBEM-M1.2C	22
5.3 Emisní parametry motoru ML 636 PBEM	22
5.4 Příslušenství plynového motoru a popis funkce	23
5.5 Plynové palivové příslušenství autobusu	25
5.6 Technický popis hlavních částí příslušenství plynového motoru ML 636 PBEM.....	27
6.0 Popis problematiky vlivu teploty na provoz motoru na LPG.....	31
6.1 Popis průtoku plnicího vzduchu a plynu směšovačem a regulátorem tlaku.	31
6.2 Výpočtové řešení průtoku.....	32
6.3 Shrnutí vlivu provozních podmínek na vlastnosti motoru ML 636 PBw.....	34
6.4 Vliv přetlaku v nádrži LPG na součinitel přebytku vzduchu u motoru ML PBw.....	35
7.0 Návrhy řešení	43
7.1 Rozbor změn tlakových poměrů a konstrukčních parametrů regulátoru tlaku na bohatost směsi	43
7.2 Návrh palivového systému s konstantním tlakem na vstupu do odpařovače	46
7.2.1 Popis základního uspořádání	46
7.2.2 Návrh systému s regulací tlaku v palivovém rozvodu LPG	48
7.2.3 Přehled technických parametrů palivových čerpadel BOSCH.....	50
8.0 Popis zkoušek palivového čerpadla	53
8.1. Zkoušky sériového provedení čerpadla	53
8.2. Zkoušky upraveného palivového čerpadla	59
9.0 Požadavky na homologaci palivového čerpadla LPG dle EHK 67	64
9.1 Požadavky na podávací čerpadlo LPG.	64
10.0 Pevnostní kontrola pláště podávacího čerpadla.....	68
10.1 Výpočet pevnosti pláště palivového čerpadla.	68
10.1.1 Dovolené namáhání a součinitele bezpečnosti dle ČSN 69 0010 část 4.3.....	68
10.1.2 Výpočet skořepiny zatížené vnitřním přetlakem dle ČSN 69 0010 část 4.5	69
10.1.3 Výpočet plochého nevyztuženého dna dle ČSN 69 0010 část 4.9.....	69
10.1.4 Pevnostní kontrola šroubů	70
11.0 Závěr.....	71
Seznam literatury	73
Seznam příloh.....	74

Seznam veličin a použitého označení

a) veličiny

A,B,C	(-)	konstanty pro výpočet tlaku nasycených par
c	(m/s)	rychlost vzduchu
F	(N)	předpětí pružiny regulátoru tlaku plynu
L_t	(kg/kg)	teoretické množství vzduchu pro dokonalé spalování
K	(-)	korekční součinitel membrány
k_1	(-)	tlakový koeficient
k_2	(-)	poměr hustot plnicího vzduchu a plynu
M_t	(Nm)	točivý moment motoru
m_{pv}	(kg/s)	množství plnicího vzduchu
m_p	(kg/s)	množství paliva
n	(min ⁻¹)	otáčky motoru
p_{pv}	(kPa)	tlak plnicího vzduchu
p_{pI}	(kPa)	tlak plynu v 1. stupni regulátoru
p_{pII}	(kPa)	tlak plynu ve 2. stupni regulátoru
p_{pp}	(kPa)	tlak nasycených par
Δp_{pI-z}	(kPa)	základní difference tlaku v 1. stupni regulátoru
Δp_D	(kPa)	podtlak v difuzoru
Δp_{TR}	(kPa)	tlaková ztráta v potrubí
Δp_{EV}	(kPa)	tlaková ztráta v elektromagnetickém ventilu
P_{ej}	(kW)	jmenovitý efektivní výkon motoru
S	(m ²)	průtokový průřez
S_{123-R}	(m ²)	redukovaný průtokový průřez
S_D	(m ²)	průtokový průřez difuzoru
S_M	(m ²)	plocha destičky membrány 1. stupně regulátoru
T	(K)	absolutní teplota
T	(°C)	teplota
$V_{z\text{ celk}}$	(dm ³)	celkový zdvihový objem motoru
ε	(-)	kompresní poměr
ε_i	(%)	poměrná odchylka, koeficient
λ	(-)	součinitel přebytku vzduchu
μ	(-)	průtokový součinitel
μ_{123-R}	(-)	redukovaný průtokový součinitel
η_d	(-)	dopravní účinnost
ρ	(kg/m ³)	hustota

b) zkratky

LPG	směs kapalných uhlovodíků	P/B	směs propan-butanu
CO	emise oxidu uhelnatého	NO _x	emise oxidů dusíku
THC	emise uhlovodíků	PM	emise pevných částic

c) indexy

D	difuzor	SM	směšovač
R	redukovaná hodnota	Z	základní hodnota
p_v	plnicí vzduch	p	palivo
I	1. stupeň regulátoru	max	maximální hodnota
II	2. stupeň regulátoru		

1.0 Úvod

Plynné palivo jako pohonná látka pro pístové spalovací motory je používáno již od počátků existence pístových spalovacích motorů. Prvním používaným plynným palivem byl svítiplyn, později se začala používat další plynná paliva, což bylo dáno jednak možnou postupnou dostupností těchto paliv, ekonomickými parametry a v poslední době do popředí vystupujícím požadavkem na snižování škodlivých emisí vznikajících při provozu stále se zvyšujícího počtu provozovaných spalovacích motorů v mobilních a i stacionárních zástavbách. Významným vlivem pro provozování spalovacích motorů poháněných plynným palivem byla i období nedostatku klasických kapalných paliv benzínu či nafty, kdy plynná paliva měla charakter paliv náhradních. V současné době můžeme nalézt výhody využívání plynných paliv v pístových spalovacích motorech v následujících důvodech:

- Účelné využití plynu k pohonu pístových spalovacích motorů, který by jinak jako vedlejší produkt jiného technologického procesu byl využit pouze zčásti v jiných technologiích a zbytek či někdy celá produkce plynu by byla likvidována jako odpad zcela bez užitku spalováním (např. plyn ze skládek komunálního či jiného odpadu, kalový plyn).
- Alternativa plynných paliv jako náhrada za klasická uhlovodíková paliva. Zde v poslední době převažuje ekologická výhoda, vyplývající z použití těchto paliv a představující významné snížení některých složek škodlivých emisí ve výfukových plynech spalovacího motoru.

Plynným palivem, na které se vztahují oba výše uvedené body, jsou tekuté rafinérské plyny (LPG), označované obvykle podle jejich dvou základních a podstatných složek jako propan-butan. Toto palivo se uplatnilo již dříve před používáním ve spalovacích motorech, zejména v domácnostech jako náhrada za svítiplyn k vytápění a topný plyn pro vaření. Jeho použití jako zdroje energie ve spalovacích motorech bylo vázáno zejména na:

- Dosažení vyšší čistoty paliva než pro běžné užití, jedná se především o odstranění těch složek v tekutém plynu, které se nejčastěji vyskytují jako přísady při destilaci ropy, a dále složek, které mohou polymerizovat a odstranění síry.
- Zvýšení dostupnosti LPG pro využití u mobilních aplikací. Distribuce LPG pro předchozí využití jako topný plyn formou výměnných naplněných tlakových nádob byla nevhodná a zvýšení dostupnosti bylo řešeno vybudováním distribuční sítě plnicích stanic LPG pro vozidla.

Zkratka LPG (Liquefied Petroleum Gas) znamená zkapalněný ropný plyn. Chemicky se jedná o směs propanu a butanu, jednoduchých uhlovodíků se třemi resp. čtyřmi atomy uhlíku v řetězci s jednoduchými vazbami, které mají velmi blízké vlastnosti. V surové ropě je tato směs plynů obsažena v množství asi 0,5 až 2% podle ložisky ropy a vzájemný poměr obou složek se také mění. Jejich předností je hlavně velká výhřevnost a snadná zkapalnitelnost. Riziko technologické představují v případě úniku, protože LPG jsou po odpaření těžší než vzduch a shromažďují se v místech obtížně větratelných. Snadno vytváří výbušnou směs se vzduchem. Pro využití ve spalovacích motorech je naopak tato vlastnost předností. LPG se získává jednak odplyněním surové ropy a dále jako vedlejší produkt některých reakcí při dalším chemickém zpracování ropy.

K většímu rozvoji používání LPG ve vozidlech u nás došlo až po roce 1989, tedy o několik let později než v ostatních zemích Evropy. Mezi hlavní státy s významným využitím LPG u vozidel patří Itálie, Holandsko, Rakousko, Německo a severské státy. Dle různých pramenů se uvádí v Evropě přibližně 5% podíl vozidel využívající k pohonu LPG.

Ve statistikách Světové asociace LPG se uvádí údaj o více než 4 milionech motorových vozidlech provozovaných na LPG a zastoupení evropských zemí na uvedeném počtu je větší než polovina. Převažující počet vozidel je v kategorii osobních automobilů, které jsou dodatečně vybavovány palivovým systémem LPG vedle původního benzinového provedení. Postupně se od roku 1997 zvyšuje ale i podíl vozidel dodávaných s plynovým palivovým příslušenstvím přímo od automobilových výrobců jakož i autobusů s plynovými motory pro městskou hromadnou dopravu.

V České republice z celkového počtu 6 490.614 registrovaných motorových vozidel k 1.2.2007 mohlo být na plynné palivo (převážně na LPG) provozováno 112.901 vozidel, z toho 300 autobusů. Rozvoje plynofikace motorových vozidel byl podmíněn vytvořením legislativních norem provoz. V roce 1991 byla vydána Vyhláška č. 10/1991 Sb., federálního ministerstva dopravy, která stanovila podmínky provozu vozidel poháněných stlačeným plynem a následně Vyhláška č. 248/1991 Sb., která vymezila podmínky provozu motorového vozidla na zkapalněný propan-butan. Proto také v tomto roce vznikla řada projektů s cílem rozšířit využití plyných paliv k pohonu motorových vozidel, většina z nich byla zaměřena především na realizaci ekonomických výhod z využívání významně levnějších plyných paliv. Mezi významné projekty, jejichž cílem bylo posoudit technické řešení a vyhodnotit ekologické efekty při provozování vozidel s plynovými motory, byl úkol č. S 401/220/005 „Ekologické přínosy plynofikace automobilové dopravy“ řešený Dopravním rozvojovým střediskem České republiky v Praze za spoluúčasti Katedry strojů průmyslové dopravy (KSD) Technické univerzity v Liberci v období 1996 až 1999. Část úkolu obsahuje vyhodnocení a analýzu zkušeností z provozování autobusů v Dopravním podniku měst Mostu a Litvínova, ve kterých jsou použity plynové motory ML 636 PBEM-M1.2C a ML 636 PBE.w na jejichž vývoji se KSD významně podílela. Současné době je používání vozidel s plynovým pohonem vymezeno následujícími normami, zákonem č. 56/2001 Sb., o podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích a vyhláškou ministerstva dopravy č. 341/2002 Sb., o schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích.

Diplomová práce se týká návrhu možného řešení dílčího problému plynového palivového příslušenství motorů autobusů KAROSA B 741.1922 a KAROSA B931, který vznikl v průběhu provozování autobusů.

2.0 Základní popis řešeného problému

Dopravní podnik města Mostu a Litvínova používá v městské hromadné dopravě dva typy plynových autobusů na LPG. Vzhledem k závislosti vlastností kapalného LPG na teplotě LPG v nádržích, dochází při provozu plynových autobusů k následujícím stavům:

- a) Pokles tlaku LPG v nádržích při nízkých venkovních teplotách, kdy není zajištěn dostatečný průtok a tlak LPG v palivovém systému motoru, způsobuje vážné provozní problémy autobusů. Tento stav se odstraňuje změnou seřízení průtokových průřezů v regulátoru tlaku plynného paliva, čímž dochází současně i ke změnám výkonu motorů a emisních parametrů. Toto seřizování musí být prováděno servisní službou dopravce.
- b) Změny tlaku LPG v nádržích mění podmínky pro funkci regulátoru tlaku plynu, což se následně projeví ve změně součinitele přebytku vzduchu. K uvedeným změnám dochází jak při nižších, tak i při vysokých teplotách LPG.

Řešení popsaného problému bylo úkolem diplomové práce a jejím obsahem jsou dále uvedené části :

- Obecná analýzy vlivu teploty okolí (teploty LPG) na vlastnosti palivového systému s klasickým podtlakovým uspořádáním, zejména vliv na funkci odpařovače s regulátorem tlaku a směšovače.
- Návrh změn v uspořádání plynového palivového příslušenství s regulací tlaku na konstantní hodnotu na vstupu LPG do odpařovače.
- Výběr vhodného a dostupného příslušenství, které bude splňovat požadavky předpisů EHK pro plynové motory, návrh provedení konstrukčních úprav dodatečného příslušenství.
- Ověření funkčního vzorku navrženého uspořádání plynového palivového příslušenství a zjištění základních charakteristik palivového čerpadla.

3.0 Varianty řešení plynových zážehových motorů na LPG

Směs plynného paliva se vzduchem, která se vytvoří odpařením zkapalněného LPG je velmi dobře zápalná a ve válci motoru shoří s vysokou účinností v relativně širokém rozmezí směšovacího poměru. Motor může být provozován při součiniteli přebytku vzduchu $\lambda=0,97$ až $1,6$. U motorů s děleným spalovacím prostorem zapalovací komůrkou i při hodnotách vyšších.

Z hlediska dosažení nízkých výfukových emisí jsou možná dvě základní koncepční řešení plynového zážehového motoru na LPG:

- Plynový motor se seřízením pro spalování směsí stechiometrického složení tj. se součinitelem přebytku vzduchu $\lambda=1$ ve všech provozních režimech motoru. Popsaná varianta vyžaduje elektronicky řízený palivový systém s lambda sondou a tříšložkovým katalyzátorem ve výfukovém systému motoru. Kompresní poměr motoru je zpravidla v rozmezí 9 až 10 a provoz motoru se vyznačuje vysokými teplotami výfukových plynů.
- Plynový motor se seřízením pro spalování chudé směsi se součinitelem přebytku vzduchu $\lambda= 1,45$ až $1,55$. Nepřepřehovaná varianta se vyznačuje poklesem výkonových parametrů motoru a proto je vhodná pro provedení motoru s přepřehováním. Kompresní poměr motoru může být 9 až 11, provoz motoru je s nižšími teplotami výfukových plynů. Ve výfukovém systému motoru se pro snížení koncentrací nespálených uhlovodíků (THC) a emisí oxidu uhelnatého (CO) používá oxidační katalyzátor. Plynový motor této varianty řešení vyžaduje výkonný zapalovací systém.

Při rekonstrukci vznětového naftového motoru na motor plynový zážehový se především zásadně mění pracovní režim motoru, což je spojeno s požadavkem snížení velikosti kompresního poměru motoru, dále se mění způsob tvoření směsi a regulace výkonu motoru. Výkon plynového zážehového motoru se reguluje změnou množství směsi přivedené ke spalování do válce motoru a proto je nutná regulace jak množství vzduchu, tak i množství plynného paliva.

Plynové zážehové motory musí být vybaveny regulačními systémy pro plynové palivové příslušenství, zařízením pro tvoření směsi a dodávku směsi do válce motoru, systémem zapalování a řídicími a ovládacími prvky.

Základní uspořádání plynového palivového příslušenství a tvoření směsi může být následujících provedení:

- Podtlakový systém s konstantním průřezem.
- Podtlakový systém s proměnlivým průřezem.
- Vícebodové vstřikování plynného LPG kontinuální.
- Sekvenční vstřikování plynného LPG.
- Sekvenční vstřikování kapalného LPG.

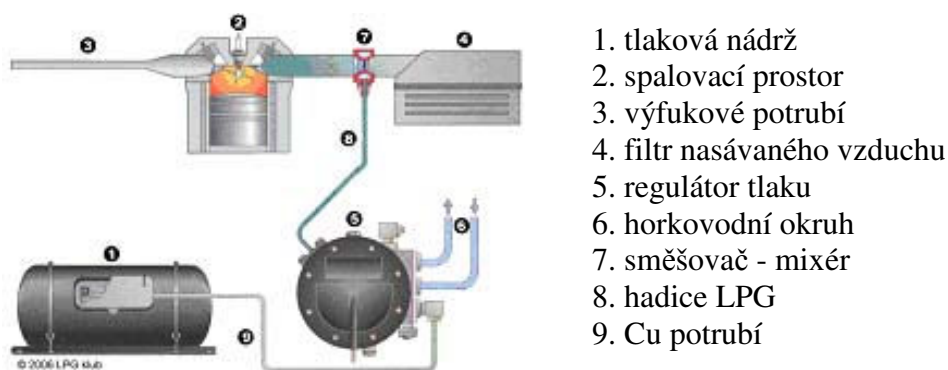
Přehled uvedených systémů pro motory osobních automobilů, u kterých je provoz na plynné palivo často řešen jako variantní provoz, při současném zachování původního systému zážehového benzínového motoru je na následujících schématech.

Pro motory větších výkonů a motorů rekonstruovaných z původně vznětových se používá pouze plynový palivový systém. Po rekonstrukci nelze motor provozovat jako vznětový, protože úpravy významně ovlivňují uspořádání motoru. Motor je provozován pouze jako zážehový.

3.1 Stručná charakteristika uspořádání systémů plynového motoru pro jednotlivá provedení plynových motorů na LPG

a) Podtlakový systém s konstantním průřezem - karburátorové motory.

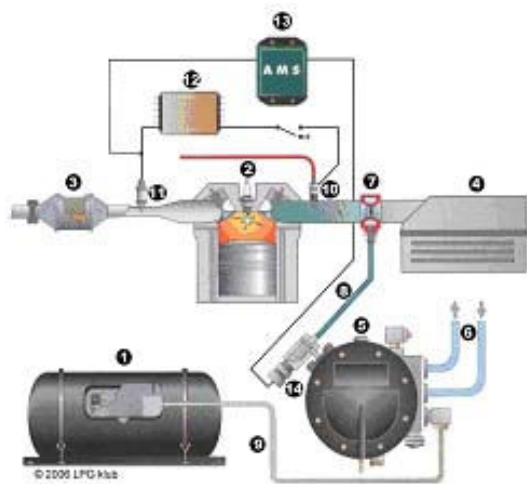
Základní a jednoduchý palivový systém používaný u motorů s karburátorem. Směs je tvořena v sacím potrubí motoru před sacím ventilem. Plyné palivo je přiváděno od regulátoru tlaku do jednoduchého difusoru s konstantním průřezem, difusor se umísťuje zpravidla před karburátor motoru. Složení a tedy vlastnosti palivové směsi jsou určeny průtokovými průřezy pro plyn a pro nasávaný vzduch a velikostí výstupního tlaku z regulátoru tlaku plynu. Vzhledem k proměnlivým otáčkám a zatížením automobilového motoru nelze zajistit konstantní velikost součinitele přebytku vzduchu celém provozním rozsahu a z důvodů splnění limitů emisí škodlivin ve výfukových plynech se zpravidla snižuje jmenovitý výkon motoru benzinové verze motoru. Motory v tomto uspořádání pracují se součinitelem přebytku vzduchu 1,45 -1,55. Systémy se provozují bez katalyzátoru nebo s oxidačním katalyzátorem.



Obr. 1 Schéma podtlakového systému s konstantním průřezem

b) Podtlakový systém s proměnlivým průřezem - motory se vstřikováním benzinového paliva.

V palivovém systému se směs tvoří kontinuálně v sacím potrubí motoru, plyné palivo je z regulátoru tlaku přiváděno do difuzoru. V přívodním potrubí plynu k difuzoru je vložen regulační průřez, který je ovládán krokovým motorkem, umožňující změnu průřezu podle okamžitých podmínek provozu motoru. V systému motoru je zabudována lambda sonda pro kontrolu a řízení součinitele přebytku vzduchu. Krokový motorek je ovládán od řídicí elektronické jednotky, která vyhodnocuje skutečné hodnoty od lambda sondy a porovnává je s nastavenými (požadovanými) hodnotami. Systém následně mění průtokový průřez pro plyné palivo a tím ovlivňuje velikost součinitele přebytku vzduchu. Ve výfukovém systému motoru je používán katalyzátor výfukových plynů oxidační v případě provozu na chudou směs nebo třísložkový při spalování stechiometrických směsí

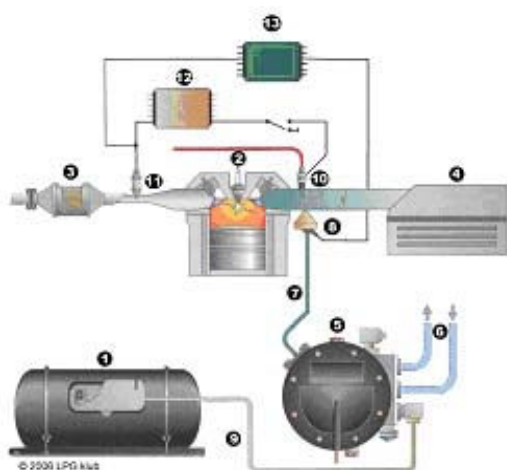


1. tlaková nádrž
2. spalovací prostor
3. katalyzátor
4. filtr nasávaného vzduchu
5. regulátor tlaku
6. horkovodní okruh
7. směšovač - mixér
8. hadice LPG
9. Cu potrubí
10. benzínový vstřikovač
11. lambda sonda
12. benzínová řídicí jednotka
13. plynová řídicí jednotka
14. krokový motorek

Obr. 2 Schéma podtlakového systému s proměnlivým průřezem

c) Vícebodové vstřikování plynného LPG - kontinuální - motory se vstřikováním plynného paliva - paralelní systém

V palivovém systému se směs tvoří kontinuálně v sacím potrubí motoru, do kterého je zabudování vícebodové vstřikování plynného paliva (pro každý válec motoru před sacím ventilem) nebo jednodušší jednobodové vstřikování. Řízení vstřikovacích jednotek je prostřednictvím elektronické řídicí jednotky, která vyhodnocuje jednak parametry motoru (otáčky, teploty, polohu škrtící klapky) a velikost součinitele přebytku vzduchu z údajů lambda sondy. Motory jsou zpravidla provozovány na stechiometrickou směs a ve výfukovém systému se používá tříložkový katalyzátor.

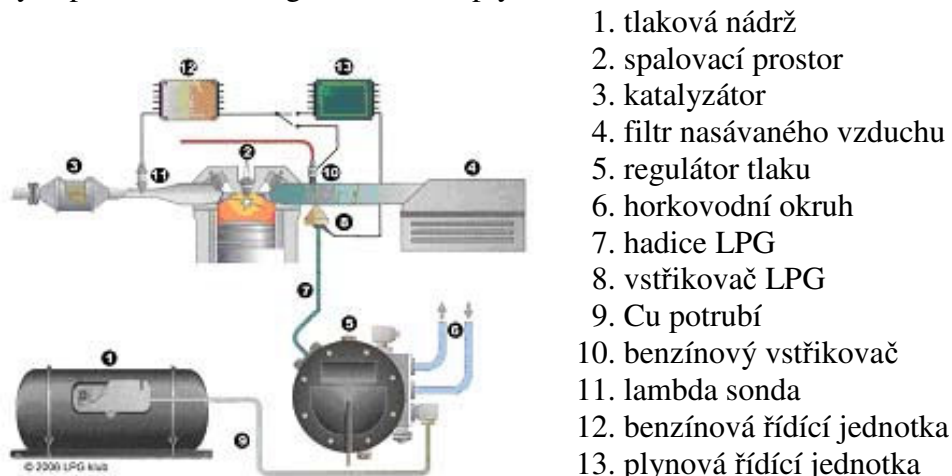


1. tlaková nádrž
2. spalovací prostor
3. katalyzátor
4. filtr nasávaného vzduchu
5. regulátor tlaku
6. horkovodní okruh
7. hadice LPG
8. vstřikovač LPG
9. Cu potrubí
10. benzínový vstřikovač
11. lambda sonda
12. benzínová řídicí jednotka
13. plynová řídicí jednotka

Obr. 3 Schéma vícebodového vstřikování plynného LPG

d) Sekvenční vstřikování plynného LPG - motory se vstřikováním plynného paliva - sériový systém

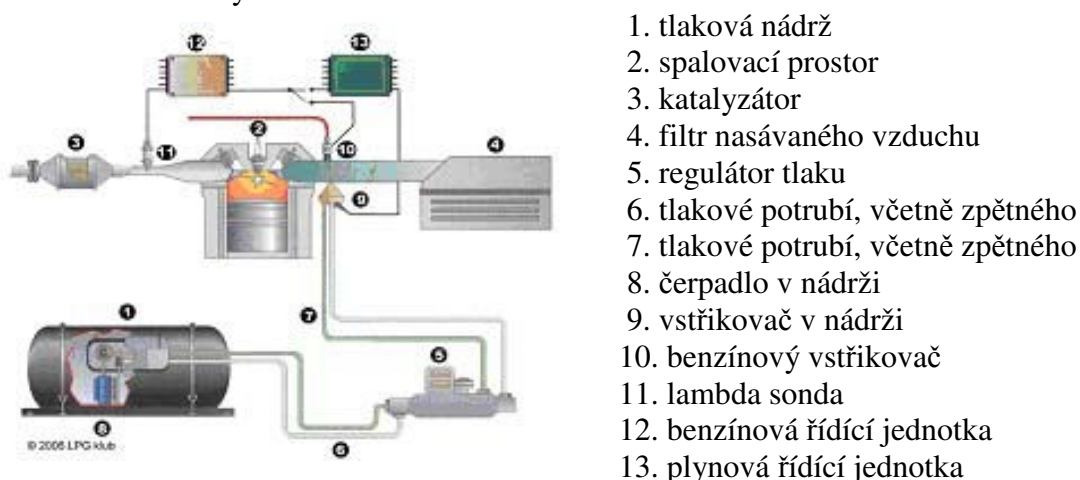
Obdobný systém jako předchozí s tím, že vstřikování plynného paliva se provádí vstřikovači s řízeným okamžikem a dobou výstřiku podle parametrů zadaných v provozním poli systému elektronické řídicí jednotky. Elektronická řídicí jednotka prostřednictvím snímačů zpracovává okamžité provozní parametry motoru a údaje z lambda sondy pro řízení součinitele přebytku vzduchu. Vstřikování plynného paliva je výstupním tlakem z regulátoru tlaku plynu.



Obr. 4 Schéma sekvenčního vstřikování plynného LPG

e) Sekvenční vstřikování kapalného LPG - motory se vstřikováním kapalně fáze LPG

Palivová směs je vytvářena vstřikováním kapalného LPG do sacího potrubí nebo válce motoru. V systému plynného paliva je zabudováno plynové čerpadlo (zpravidla v nádrži kapalného LPG nebo vně nádrže). Velikost vstřikovacího tlaku je řízena regulátorem tlaku kapalného LPG. Vstřikovací tlak je v systému udržován na hodnotě, která zaručuje stálost kapalně fáze. Činnost vstřikovacích ventilů je řízena elektronickou jednotkou, která vyhodnocuje skutečné a požadované parametry a následně odpovídajícím způsobem řídí činnost vstřikovačů. Ve výfukovém systému motoru je zabudován katalyzátor.



Obr. 5 Schéma sekvenčního vstřikování kapalného LPG

4.0 Vlastnosti zkapalněných uhlovodíkových plynů

Z fyzikálně-chemického hlediska je možno zkapalněný uhlovodíkový plyn charakterizovat jako bezbarvou, snadno těkající kapalinu, specifického zápachu. Je hořlavý a výbušný, nejedovatý a jeho páry jsou přibližně dvojnásobně těžší než vzduch. Zkapalněním zmenšují svůj objem cca 260x. Normativně se zkapalněné ropné plyny rozdělují do tří základních skupin: propan, butan a směs propan-butan. Rozdílné jsou fyzikálně-chemické vlastnosti plynné a kapalné fáze. Obecné složení směsi propan-butanu je v následující tabulce.

Tab. T1 Obecné složení propan-butanu

Složka	Hmotnostní obsah (%)
Propan	25,7
Propylén	0,2
i-butan	31,1
n-butan	39,0
i-buten	1,0
Trans-2.buten	1,0
1-buten	1,2
Cis 2-buten	0,7
i-pentan	0,1

Při odběru plynné fáze ze směsi uhlovodíků se získávají páry, které mají v závislosti na čase odlišné složení a tím i odlišné vlastnosti. K zajištění stálých podmínek pro spalování ve spalovacích motorech se do plynného palivového příslušenství odebírá kapalná fáze a její přeměna na plyn probíhá až v palivovém příslušenství motoru. Pro použití LPG musí být podstatně vyšší čistota plynu než je obvyklé pro použití propan-butanu jako topného plynu v domácnostech. Tento požadavek bývá v řadě případů nedoceněn, pokud však má být z používání LPG i ekologický přínos, pak jakost paliva je předpokladem pro úspěšné zvládnutí provozu na LPG. Vzhledem ke složitějšímu plynnému palivovému příslušenství u spalovacího motoru a pro zajištění jeho spolehlivé funkce se musí z paliva odstranit složky v tekutém plynu, které se nejčastěji vyskytují při destilaci ropy, složky náchylné k polymeraci a síra.

V České republice platí pro LPG jako motorové palivo norma ČSN EN 589 „Motorová paliva-LPG-Technické požadavky a metody zkoušení“ (5/97). Podle této normy jsou požadavky na LPG jako motorové palivo velmi podobné vlastnostem propan-butanu jako topného plynu podle ČSN 65 6481. Porovnání požadavků citovaných předpisů je na tabulce T1 a T2. Na další tabulce se uvádí vlastnosti složek zkapalněného plynu ve vztahu k benzínu normál BA 95N dle (2).

V evropských podmínkách není stanoveno jednotné složení směsi zkapalněných ropných plynů určených pro pohon automobilů. S ohledem na podnební podmínky se v některých zemích používá čistý propan, ve zbývajících je pak pro zimní období distribuována směs s větším podílem propanu. Důvody uvedených řešení jsou způsobeny závislostí tlaku nasycených par složek na teplotě a odlišnými hodnotami pro jednotlivé složky směsi.

Tab. T2 Požadavky na LPG podle EN 589

Vlastnost	Rozměr	Mezní hodnoty min max	Zkouška
Oktanové číslo MM($n=900 \text{ min}^{-1}$)	(1)	89	EN 589
Obsah dienů (1,3-butadien)	%mol.	0,5	ISO 7941
Sirovodík		negativní	ISO 8891
Obsah celkové síry po odoraci	mg/kg	100	EN 589
Korozivní působení na měď		Třída 1	ISO 6521
Odparek	mg/kg	100	NF M 41-015
Absolutní tlak par při 40°C	kPa	1550	ISO 4256
Absolutní tlak par při -5°C	kPa	250	
Obsah vody při 0°C	%	0	
Obsah metanolu	mg/kg	2000	

Tab. T3 Požadavky na topný propan-butan podle ČSN 65 6481

Vlastnost	Rozměr	Propan-butan	
		letní	zimní
C2 uhlovodíky a inerty max.	%	7	7
C3 uhlovodíky	%	30	55
C4 uhlovodíky	%	30 - 60	15 - 40
C5 uhlovodíky max.	%	3	2
Nenasycené uhlovodíky max.	%	60	65
Sirovodík max.	mg/kg	0,2	0,2
Celková síra max.	mg/kg	200	200
Odparek max.	mg/kg	100	100

Tab. T4 Porovnání vlastností LPG a jednotlivých složek s benzinem natural (referenční podmínky 0°C, 101,325kPa)

Palivo	Antidetonační odolnost-OČ		Hustota ρ palivo (kg/m ³)		Výhřevnost Hu (MJ/kg)	Podmínky skladování -20°C +40°C (bar-celková)	
	MM	VM	kapalina	plyn			
BA 95 N	85	95	0,760		43,50	1,0	
propan	97	111	510	2,010	46,35	2,53	13,69
i-butan		99		2,707	45,57	0,75	5,28
n-butan	92	96	580	2,709	45,74	0,47	3,77

Z údajů v tabulce jsou zřejmé výhody LPG při použití ve spalovacích motorech, je to zejména vysoká antidetonační odolnost paliva a vysoká výhřevnost. Příznivou vlastností z pohledu ekologického je pak menší hmotnostní podíl uhlíku v jednotce paliva. U LPG základního složení 60/40 představuje 0,825kg uhlíku/kg paliva a u klasických paliv spalovacích motorů benzinu a nafty je obsah uhlíku v mezích 0,84 až 0,87kg/kg.

Výsledkem spalování LPG je tedy i nižší měrná produkce CO₂ ve výfukových plynech na jednotku výkonu.

Zkapalněné palivo je ve vozidle umístěno v nádrži, která musí být tlakovou nádobou. Tlak v nádrži paliva je určen tlakem nasycených par LPG a jeho velikost závisí na teplotě paliva. Částečnou nevýhodou LPG pro činnost plynového palivového příslušenství spalovacího motoru je právě závislost tlaku paliva na teplotě. V rozmezí možných provozních teplot v nádrži -20°C až 40°C je největší poměrná změna u n-butanu cca 8,2 proti nejmenší změně u propanu 5,2. Tato proměnlivost tlaku v nádrži se významně projevuje u jednodušších systémů palivového příslušenství. K zajištění požadované provozní spolehlivosti je zavedena distribuce odlišného složení LPG pro nižší teploty – zimní složení s větším podílem propanu a vyšší-letní teploty.

Tab. T5 Složení směsi LPG podle zemí

Země	Složení LPG (poměr P/B)	
	letní	zimní
Austrálie	propan	propan
Belgie	30/70	50/50
Německo	propan	propan
Finsko	propan	propan
Holansko	30/70	70/30
Norsko	propan	propan
Rakousko	20/80	80/20
Švédsko	propan	propan

Tlak nasycených par lze určit výpočtově podle Antoinových vztahů, kde absolutní tlak nasycených par je určen obecně

$$\log p_p = A - (B/(T + C))$$

kde: p_p ... tlak nasycených par (bar),
 T ... teplota zkapalněného plynu (°K),
 A, B, C ... konstanty dle druhu plynu.

Tab. T6 Hodnoty konstant pro výpočet tlaku nasycených par (tenze)

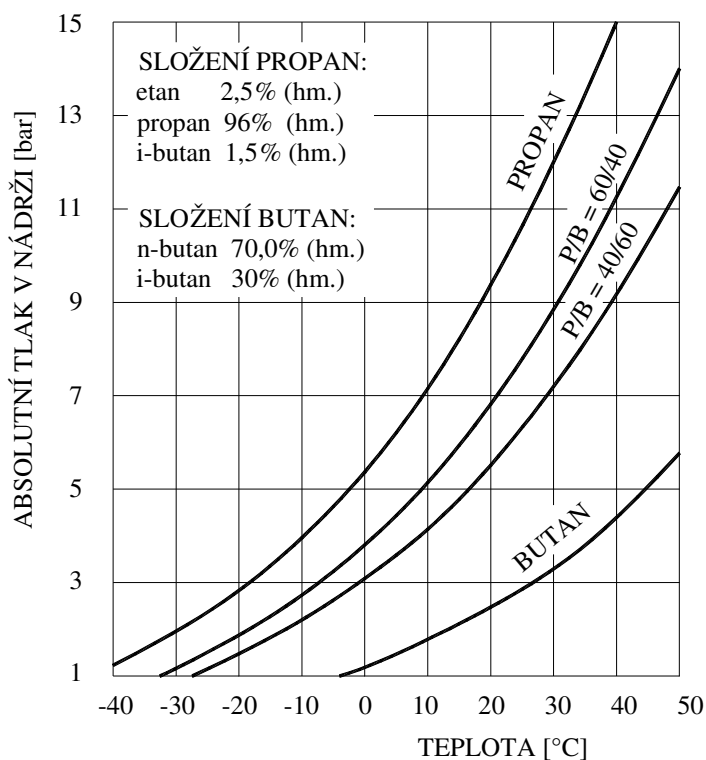
palivo	A	B	C
propan	4,53678	1149,36	24,906
n-butan	4,35576	1175,58	-2,071
i-butan	4,32810	1132,11	0,918

V následující tabulce jsou uvedeny hodnoty absolutních tlaků nasycených par pro možný rozsah provozních teplot v nádrži paliva. Maximální teplota paliva může být ovlivněna i teplotními poměry ve vlastním vozidle pokud je palivová instalace vedena v místech s vyšší teplotou. Z tabulky vyplývá, že u složek butanových není při nízkých teplotách zajištěn výtok z nádrže do atmosférického tlaku.

Tab. T7 Hodnoty absolutního tlaku nasycených par

Teplota paliva (°C)	Absolutní tlak nasycených par (bar)		
	propan	n-butan	i-butan
-30	1,771	0,301	0,488
-25	2,122	0,378	0,605
-20	2,526	0,471	0,744
-15	2,989	0,581	0,906
-10	3,516	0,711	1,097
-5	4,113	0,864	1,317
0	4,786	1,043	1,572
5	5,540	1,250	1,864
10	6,385	1,488	2,198
15	7,324	1,761	2,576
20	8,366	2,072	3,004
25	9,516	2,424	3,483
30	10,782	2,821	4,020
35	12,171	3,269	4,619
40	13,689	3,767	5,282
45	15,344	4,324	6,017
50	17,143	4,941	6,825

LPG distribuované pro motorová vozidla u čerpacích stanic je složeno ze směsi základních složek v kolísajícím poměru dle jednotlivých dodavatelů. Výsledný tlak nasycených par je možné vypočítat z parciálních tlaků jednotlivých složek a jejich zastoupení ve směsi. Pro průměrné složení je tato závislost /1/ na Obr. 6.



Obr. 6 Průběh tlaku nasycených par pro směs

V současné době provádí distribuci LPG v České republice následující dodavatelé: FLAGA, PRIMAPLYN, TOME GAS, HUNSGAS, APB, SHELL GAS, GOSWEIN-PLYN, KRALUPOL, ČESKÝ PLYN, AGIP, BOHEMIA GAS

5.0 Rekonstrukce motoru LIAZ ML 636 pro provoz na LPG

5.1 Úvod

Při rekonstrukci vznětových naftových motorů LIAZ ML 636 na plynové zážehové motory provozované na LPG byla zvolena varianta spalování chudých směsí. V období let 1994-1998 bylo postupně na Katedře strojů průmyslové dopravy navrženo a odzkoušeno pět variant autobusových motorů. Všechny motory byly v provedení s přeplňováním a s mezichladičem plnicího vzduchu, s plynovým palivovým systémem DELTEC a se zapalováním DELCO. Jednotlivé varianty se odlišují provedením a způsobem regulace motoru a seřízení výkonových parametrů. Základním cílem rekonstrukcí bylo dosáhnout velmi nízkých hodnot emisí a splnění limitů předpisu EKH 49 v úrovni EURO III a IV. Přehled jednotlivých typů motorů a jejich základní technické parametry jsou v Tab. T8.

Tab. T8 Provedení plynových motorů ML 636

Motor	Jmen. výkon Pej/otáčky (kW/min ⁻¹)	Max.točivý moment/otáčky (Nm/min ⁻¹)	λ		Poznámka
			Pej, Mt max	Volnoběh	
PB-M1.2A	147/2000	850/1300	1,46	1,10	Pneumaticko- mechanická regulace λ
PBE-M1.2A	152/2000	850/1300	1,44-1,46	1,00	Elektronická regulace λ
PBEM-M1.2A	165/2000	960/1400	1,48-1,50	1,00	Elektronická regulace λ
PBEM-M1.2C	180/2000	1000/1400	1,50-1,52 1,44-1,46	1,00	Elektronická regulace λ
PBE.w-M1.2C	185/2000	1060/1400	1,54 1,48	1,00	Elektronická regulace λ regulace tlaku plnicího vzduchu „wastergate“

Poznámka: u všech provedení motorů je elektronická omezovací regulace motoru a tlakový korektor pro regulaci tlaku plnicího vzduchu.

Pro dosažení požadovaného průběhu točivého momentu motoru v režimu maximálního zatížení je na motorech regulace tlaku plnicího vzduchu, která omezuje růst točivého momentu nad hodnotu, přípustnou jak z hlediska detonačního spalování, tak i možného zatížení převodovky připojené k motoru. Maximální otáčky motoru jsou omezovány elektronickou regulací. Směšovač pro přípravu směsi LPG a vzduchu je zabudován v tlakové větvi plnicího vzduchu za dmychadlem.

Praktické použití výše uvedených typů plynových motorů je v plynofikovaných autobusech pro městskou hromadnou dopravu, které využívá Dopravní podnik měst Mostu a Litvínova. Představitelem řady autobusových motorů ML 636 PB je varianta

ML 636 PBEM-1.2C. Předcházející typy se od této varianty odlišují velmi málo a jedná se pouze o seřízení mechanické části ovládacího a regulačního mechanismu motoru a nastavení řídicího programu v elektronické jednotce. V období 1992-1998 byl uvedeným typem motoru plynofikován celý provoz MHD (cca 90 autobusů). Schéma rozmístění jednotlivých součástí v autobuse je na Obr. 7.

5.2 Základní technické údaje motoru ML 636 PBEM-M1.2C

Konstrukční řešení:	přepřlňovaný zážehový motor s mezichladičem plnicího vzduchu
Pracovní cyklus:	čtyřdobý
Uspořádání válců:	řadový šestiválec
Vrtání x Zdvih:	130 x 150 mm
Zdvihový obsah motoru:	11,94 dm ³
Kompresní poměr:	10,8
Maximální točivý moment:	1000Nm při otáčkách 1400 min ⁻¹
Jmenovitý výkon:	180kW
Jmenovité otáčky:	2000 min ⁻¹
Volnoběžné otáčky:	650 min ⁻¹
Příběhové otáčky:	2100+100 min ⁻¹
Předstih zážehu:	8,5° před HÚ
Zapalovací svíčky:	BOSCH XR 4 CS, NGK DCPR 9 EVX
Turbodmychadlo:	CZ Turbo Strakonice K 36-3566-35.21

Plynový zážehový přepřlňovaný motor ML 636 PBEM – M1.2C vznikl rekonstrukcí původního naftového vznětového motoru LIAZ ML 636 E-M1.2C. Při rekonstrukci byly provedeny konstrukční změny souvisící s přechodem na plynné palivo a zajišťující současně požadované výkonové, emisní a provozní parametry autobusového motoru. Motor byl doplněn plynovou palivovou instalací s elektronickým řízením a systémy ovládání a regulace motoru.

5.3 Emisní parametry motoru ML 636 PBEM

Motor ML 636 PBEM pro pohon autobusů MHD je z emisního hlediska posuzován stejně jako původní vznětový naftový motor LIAZ ML 636 M. Rekonstrukcí motoru na motor plynový se změnil pracovní proces spalovacího motoru ze vznětového na zážehový a regulace výkonu je kvantitativní. Současný předpis EHK 49.03 s platností od 08.12.2000 určuje emise vznětových motorů a motorů pracujících s CNG a LPG.

Je stanoven postup měření těchto emisí formou 13 bodového emisního testu na brzdovém zařízení (test ESC) a postup měření při nestacionárním měření (test ETC), požadavky na vlastnosti měřicích analyzátorů a postup vyhodnocování naměřených hodnot. Předpis určuje limity škodlivých emisí dle následující tabulky.

Tab. T9 Mezní hodnoty pro test ESC

EURO/rok	CO (g/kWh)	THC (g/kWh)	NO _x (g/kWh)	PM (g/kWh)
III/2000	2,1	0,66	5,0	0,10
IV/2005	1,5	0,46	3,5	0,02
EEV/2008	1,5	0,25	2,0	0,02

Měření emisí motoru ML 636 PBEM-M1.2C v laboratoři pístových spalovacích motorů TU v Liberci v roce 1997 prokázalo při seřízení dle technických podmínek motoru a oxidačním katalyzátorem MINEX DC-10 splnění stanovených limitů v úrovni EURO III. Při zkoušce byly zjištěny hodnoty měrných emisí za test:

- CO 0,55 g/kWh.
- NO_x 3,72 g/kWh.
- THC 0,26 g/kWh.
- částice PM 0,02 g/kWh.

5.4 Příslušenství plynového motoru a popis funkce

Plynový motor obsahuje sestavu příslušenství palivového systému s jednotlivými prvky pro regulaci bohatosti směsi a pro zajištění provozní bezpečnosti motoru i autobusu. Palivový systém motoru obsahuje následující části:

- Vstupní uzavírací (bezpečnostní ventil).
- Regulátor tlaku plynného paliva s odpařovačem.
- Směšovač.
- Dvoufunkční lambda ventil pro regulaci bohatosti směsi.
- Škrticí klapku.
- Regulaci volnoběžných otáček.
- Ventil pro vypínání paliva při brzdění motorem.

Zařízení pro tvorbu směsi

K přípravě směsi slouží sestava regulátoru tlaku DELTEC typ M6 VM 54716349 a směšovač DELTEC typ VM 6301.0001 zabudovaný v tlakové části plnicího potrubí za turbodmychadlem. Základní částí směšovače je difuzor DELTEC typ VM 7204.0018 s konstantním průřezem. Stlačený vzduch od turbodmychadla vstupuje do směšovače, kde vlivem zvýšení průtokové rychlosti vzduchu v místě minimálního průřezu difuzoru se sníží hodnota statického tlaku. Pokles tlaku závisí na rychlosti a hustotě plnicího vzduchu. Rychlost proudění v místě minimálního průřezu závisí na otáčkách motoru, poloze škrticí klapky (zatížení motoru) a na dopravní účinnosti motoru. Do místa minimálního průřezu směšovače je připojen výstup plynného paliva z regulátoru tlaku. Pokles statického tlaku v difuzoru způsobí průhyb membrány a otevření ventilu druhého stupně regulátoru a podle difference tlaku se připojí plyn do plnicího vzduchu. Z důvodu proměnlivých otáček motoru a zatížení se u difuzoru s konstantním průřezem mění součinitel přebytku vzduchu ve vytvářené směsi a pro požadovanou velikost součinitele přebytku vzduchu regulace provádí na straně plynu tj. změnou průtokových průřezů v přívodu plynu do směšovače.

Zařízení na regulaci součinitele přebytku vzduchu

Emise ve výfukových plynech plynového zážehového motoru jsou závislé na zatížení a především na součiniteli přebytku vzduchu λ , který určuje poměr vzduch/palivo. Přibližně pro $\lambda=1,15$ dosahují emise NOx maximální hodnoty a růstem λ (ochuzováním směsi) výrazně klesají. Měrná spotřeba paliva a emise celkových uhlovodíků (THC) mají minimum při hodnotě $\lambda = 1,3$ až $1,4$ a dalším ochuzováním směsi se zhoršují podmínky pro spalování a proto rostou emise THC, které představují energetickou ztrátu z nevyužitého paliva v oběhu motoru. Pro dosažení emisních parametrů stanoveným předpisem EHK 49 R.02 je potřebné regulovat bohatost směsi tak, aby v režimech velmi nízkého a středního zatížení se hodnota součinitele přebytku vzduchu pohybovala v rozsahu $1,2$ až $1,3$ a při vyšších zatíženích motoru lze spalovat směs s vyšším součinitelem přebytku vzduchu. Při volnoběžných otáčkách bez zatížení se spaluje směs přibližně stechiometrického složení.

Plynový motor ML PBEM je vybaven elektronicky řízeným systémem pro regulaci bohatosti směsi. Při řízení jsou dva odlišné principy:

a) v režimu volnoběhu se vytváří směs o $\lambda=1,0$ a regulace pracuje v systému uzavřené smyčky, tj. se zpětnou vazbou pomocí signálu z lambda sondy. Řízení volnoběžných otáček se provádí dalším regulačním okruhem, který ovládá množství přiváděného paliva do motoru. Při volnoběhu se přivádí plyn přímo z 1. stupně regulátoru tlaku pomocí volnoběžného ventilu.

b) v pracovních režimech při zatížení motoru je regulace bohatosti směsi v otevřené smyčce, při které se bohatost směsi řídí v závislosti na provozním režimu motoru (tlak v plnicím potrubí a otáčky motoru). Řídicí data se odečítají z regulačního programu uloženého v elektronickém řídicím systému motoru.

Vlastní regulace součinitele přebytku vzduchu v palivovém systému DELTEC se provádí speciálním ventilem (tzv. lambda ventil), který reguluje průtok plynu nastavováním průtokového průřezu plynového ventilu před difuzorem krokovým motorkem. Pro velký rozdíl v množství plynu při volnoběhu a při zatížení motoru se průtoky regulují ventilem s krokovým motorkem samostatně a ventil se označuje jako dvojfunkční ventil pro regulaci lambda. Před regulačním ventilem je zabudován pneumatický stopventil umožňující okamžité uzavření přívodu plynu do difuzoru.

Zapalovací systém motoru

Motor používá elektronický bezrozdělovačový zapalovací systém DELCO-DIS s vysokou energií vysokonapětového výboje na zapalovací svíčke. Řízení funkce zapalovacího systému je prostřednictvím elektronického řídicího systému DELTEC. Regulace předstihu zážehu je naprogramována v závislosti na otáčkách a zatížení motoru.

Řízení výkonu motoru

K řízení je použita kvantitativní regulace tj. změnou množství směsi přiváděné do válců motoru. Regulace je škrticí klapkou umístěnou v plnicím potrubí, klapka je namontována bezprostředně za směšovačem. Dle polohy škrticí klapky se mění absolutní tlak v plnicím potrubí v režimu: volnoběh-max. zatížení $M_{t_{max}}$ v rozmezí cca 25 – 155 kPa. Hodnoty tlaku jsou přibližně úměrné k údajům točivého momentu.

Regulace tlaku plnicího vzduchu při velkém zatížení

K dosažení potřebného průběhu točivého momentu motoru s převýšením momentu ve střední části otáčkového rozsahu má motor tlakový korektor, zařazený do ovládacího a regulačního mechanismu motoru. Od určitého plnicího tlaku se bez ohledu na polohu akceleračního pedálu (u řidiče) zmenšuje otevření škrticí klapky a tím se snižuje tlak směsi v plnicím potrubí motoru. Tlakovým korektorem se získá potřebný průběh charakteristiky točivého momentu motoru, omezuje se možnost vzniku detonačního spalování a omezuje velikost točivého momentu na vstupu do převodovky.

Omezovací regulace motoru

Při překročení otáček motoru nad 2100 min^{-1} se uzavírá stop ventil v přívodu plynu i volnoběžný ventil na regulátoru tlaku plynu. Zásahem regulace klesají otáčky motoru, po poklesu pod 2100 min^{-1} se regulační prvky otevírají.

Bezpečnostní systém motoru

Bezpečnostní systém motoru spočívá v odpojení napájení pro ovládací, řídící a regulační prvky motoru a uzavírá se přívod zkapalněného plynu ze zásobníků. Odpojení napájení se uskuteční:

- při zastavení motoru.
- při poruše napájení.

5.5 Plynové palivové příslušenství autobusu

Autobus s plynovým motorem je vybaven tlakovými nádržemi na LPG s předepsaným příslušenstvím (ventily, stavoměry, přípojky), systémem propojovacích potrubí a přepínacích ventilů, blokem pro plnění nádrží a potrubím pro přívod kapalného LPG k plynovému motoru. Jednotlivé řídící a přepínací prvky palivových nádrží jsou připojeny k elektronické přepínací jednotce a k elektronickému řídícímu systému motoru. Celé uspořádání plynového palivového systému vozidla a plynového motoru je na blokovém schématu v příloze P1.

Tlakové nádrže

Tlakové nádrže pro LPG jsou výrobkem fy CHEMSERVIS a v počtu 5 kusů jsou umístěny ve speciálním držáku v zavazadlovém prostoru autobusu. Upevňovací konstrukce zajišťuje připevnění tlakových nádrží k rámu autobusu pro přetížení 20g v podélném směru a 8g v příčném a svislém směru.

Tlakové nádrže mají válcový tvar s rozměry:

- průměr nádrže	300mm
- délka nádrže	1750mm
- vnitřní objem	120dm ³

Z důvodu bezpečného provozu nádrží mohou být naplněny LPG nejvýše do 80% objemu, což při cca 250kg paliva zajišťuje dojezd cca 750km/náplň.

Do příslušenství nádrží patří:

- plnicí jednotka s omezovacím ventilem plnění nádrže typ CEODEUX 70 716,
- stavoznak-palivoměr RPP typ SCHRAMIFA LIVELLO L1 74709,
- pojistný ventil typ CEODEUX 70 770,
- provozní průtokový ventil s nadproudovou pojistkou (při nadměrném zvýšení průtoku uzavírá průtok) kombinovaný s provozním elektromagnetickým ventilem typ CEODEUX 71 307.

- Přípojka dálkového plnění CEODEUX 70 250 (plnicí hrdlo)

Slouží pro připojení hadice plnicího stojanu k plnění tlakových nádrží. Vnější hrdlo přípojky má připojovací parametry odpovídající evropským normám. Uvnitř přípojky je umístěn zpětný ventil. Přípojka je přístupná z pravé strany autobusu v prostoru tlakových nádrží.

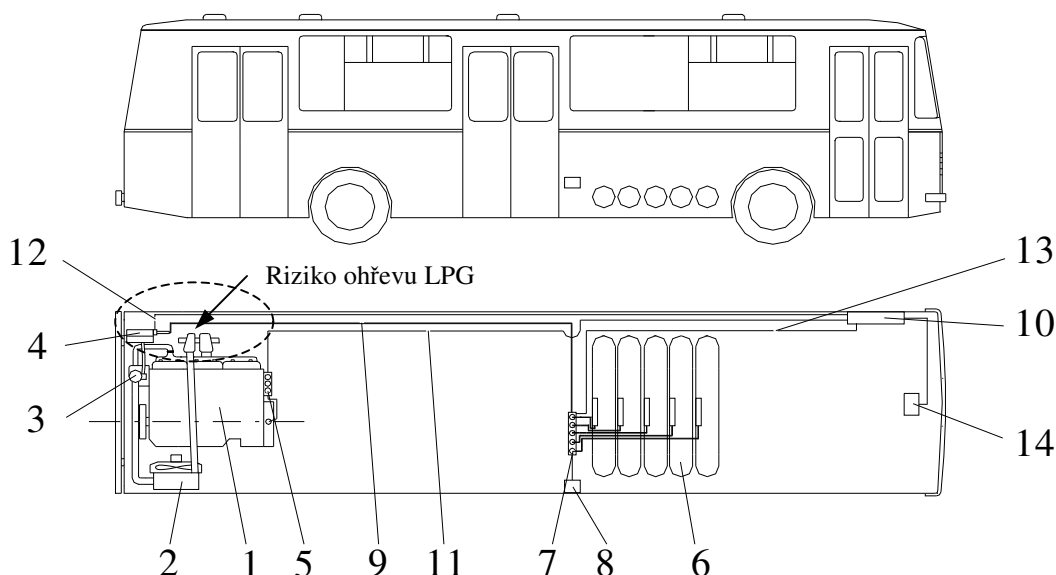
- Elektromagnetické uzavírací ventily typ VM 1221

Slouží k uzavření přívodu LPG k regulátoru tlaku s odpařovačem DELTEC. Součástí ventilů jsou zabudované filtry paliva. Celkový počet ventilů je 5, každá tlaková nádrž je uzavírána samostatně. Ventily jsou zabudovány v prostoru tlakových nádob v tělese, které má jeden výstup pro napojení přívodního potrubí k regulátoru tlaku s odpařovačem.

- Rozvod LPG v autobusu

Přívod LPG od plnicího hrdla k tlakovým nádržím je nerezovými trubkami TR 12x1,5. Rozvod kapalně fáze ke společnému tělesu elektromagnetických uzavíracích ventilů je nerezovými trubkami TR 6x1 a od bloku provozních ventilů k regulátoru tlaku je zkapalněný plyn veden trubicí TR 8x1.

Obr. 7 Schéma rozmístění plynového příslušenství v autobusu



1-plynový přeplňovaný motor, 2-chladič plnicího vzduchu, 3-směšovač s ovládáním a regulací motoru, 4-odpařovač s regulátorem tlaku plynu, 5-elektronické zapalování, 6-tlakové nádrže, 7-spojovací blok s elektromagnetickými ventily, 8-plnicí ventil, 9-přívod zkapalněného plynu k odpařovači, 10-elektronický blok řízení, 11,12,13-elektrické obvody, 14-kontrolní a ovládací panel.

5.6 Technický popis hlavních částí příslušenství plynového motoru ML 636 PBEM

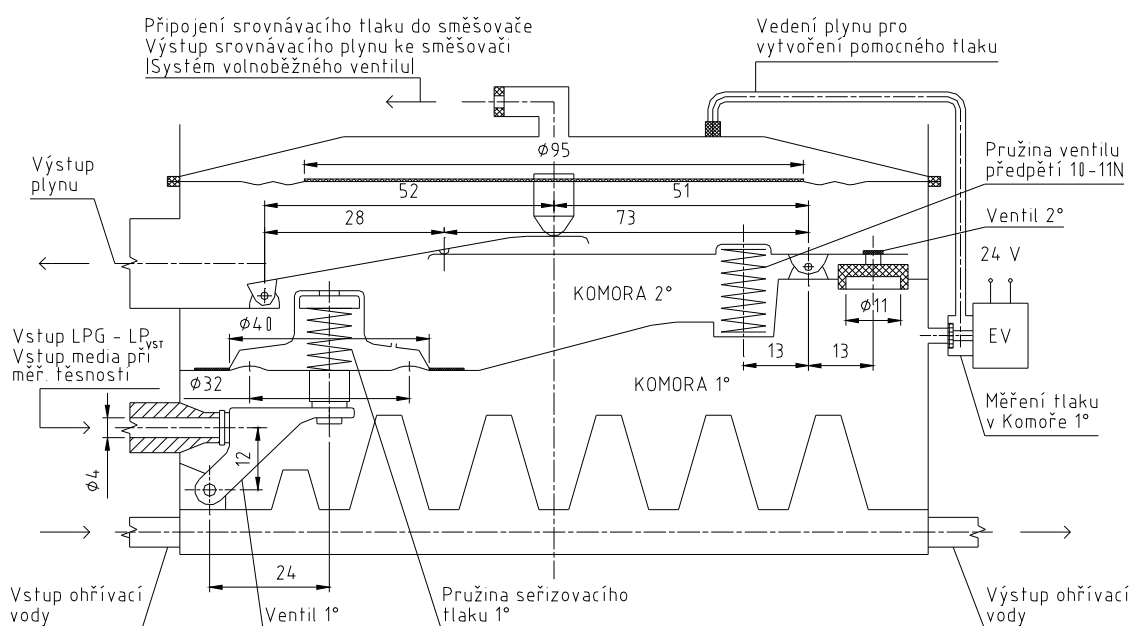
Regulátor tlaku plynného paliva s odpařovačem a vstupním uzavíracím ventilem

Zařízení má následující funkce:

- přeměna kapalné fáze paliva na fázi plynnou,
- regulace tlaku plynného paliva,
- řízení množství odebíraného paliva do směšovače.

Při spouštění motoru vybere elektronická jednotka (EŘJ) palivového systému autobusu jednu z palivových nádrží otevřením příslušného elektromagnetického ventilu VM 1221. Zkapalněný plyn pod tlakem nasycených par (podle teploty a složení LPG) naplní přívodní potrubí k regulátoru tlaku (k odpařovači a prvnímu stupni tlakového regulátoru). V odpařovači, který je vyhříván vodou z chladičského systému motoru, změní zkapalněný plyn skupenství a expanduje a tím se tlak plynu sníží na 1,3 – 1,35 bar (přetlak 0,30-0,35kPa). V prvním stupni regulátoru při chodu motoru zvýší tlak o hodnotu přetlaku plnicího vzduchu. Tlak ve druhém stupni regulátoru je při volnoběhu shodný s tlakem atmosférickým a za chodu motoru s tlakem plnicím. Komora druhého stupně regulátoru je propojena se vstupním hrdlem směšovače kompenzačním potrubím.

Obr. 8 Základní uspořádání regulátoru tlaku plynu Deltec-Century



Seřizovací parametry pro regulátor jsou:

- předpětí pružiny ventilu 1.stupně síla F1 (28N až 20N). Je stanoveno pro polohu membrány na úrovni dosedací plochy víka membrány, pro základní přetlak v komoře 1.stupně 0,3 bar a pro vstupní tlak LPG 5 barů.
- předpětí pružiny ventilu 2. stupně síla F2 (10N až 11N).

Ventil 1.stupně je uzavírán tlakem plynu v komoře 1.stupně, který působí přes membránu o průměru 40mm na kruhovou destičku průměru 32mm, upevněnou na táhle ventilu. Ventil 2. stupně je v zavřené poloze udržován pružinou, která působí na ventil přes pákový mechanismus.

Směšovač

Při vyšších než volnoběžných otáčkách motoru vzniká v difuzoru směšovače tlakový spád, který poruší rovnovážný stav na membráně regulátoru 2.stupně, způsobí otevření ventilu 2.stupně a plyn proudí z komory 2.stupně tlakového regulátoru ke směšovači. Množství plynu přiváděné do směšovače je úměrné množství vzduchu vstupujícího do motoru a požadované bohatosti směsi. Pneumatické propojení membrány 2.stupně s plnicím potrubím (prostor před difuzorem) zajišťuje rovnovážný stav na membráně při proměnlivosti plnicího tlaku. Nerovnováha na membráně 2.stupně vytvořená tlakovým spádem v difuzoru zajišťuje průtok plynu pro základní seřízení bohatosti směsi. Směšovací poměr vzduch/palivo pro jednotlivé provozní režimy motoru je dále řízen regulačním lambdaventilem s krokovým motorkem, který je umístěn přímo na směšovači. Konstrukce směšovače s obvodovými výstupními otvory v minimálním průměru difuzoru umožňuje účinné promísení vzduchu s přivedeným plynem již v plnicím potrubí.

Dvojfunkční lambdaventil regulace bohatosti směsi

K řízení požadované bohatosti směsi je použita kombinace mechanických a elektronických dílů. Mechanická část zajišťuje dosažení základního směšovacího poměru vzduch/palivo a skládá se ze směšovače, tlakového regulátoru, hlavního seřizovacího šroubu a škrtkové klapky.

Nastavení požadovaného směšovacího poměru vzduch/palivo s ohledem na nízké výfukové emise se prostřednictvím elektronické části provádí korekce poměru vzduch/palivo, který je určen základním seřízením mechanické části. Elektronická regulace bohatosti směsi se provádí elektromechanickým dílem-dvojfunkčním lambdaventilem s krokovým motorem. Data pro řízení jsou uložena v paměti elektronického řízení a slouží pro nastavení polohy krokového motoru v závislosti na vstupním tlaku vzduchu (MAP) a na otáčkách (RPM). Při volnoběžných otáčkách motoru se provádí dále korekce podle signálu lambda sondy.

V oblasti volnoběhu pracuje systém v režimu regulace se zpětnou vazbou a směšovací poměr vzduch /palivo má velikost $\lambda=1$. Poloha krokového motoru se reguluje zpětnou vazbou pomocí signálu z lambdasondy. Porovnává se skutečná hodnota (naměřená)součinitele přebytku vzduchu s hodnotou $\lambda=1$ a dochází k regulaci polohy krokového motoru.

Při částečném a plném zatížení pracuje otevřený regulační obvod (dle naprogramovaných hodnot) a směs vzduch/palivo má hodnotu součinitele přebytku vzduchu $\lambda > 1$. Poloha krokového motoru závisí na signálu senzoru MAP (tlak v plicním potrubí) a na otáčkách RPM (signál od snímače polohy klikového hřídele IS). Poloha krokového motoru se v tomto provozním režimu může korigovat i podle teploty plicního vzduchu a teploty plynu.

Průtok plynu je při částečném a plném zatížení motoru určen směšovačem, regulátorem tlaku, polohou hlavního seřizovacího šroubu a pozicí krokového motoru. Hlavní průtok plynu je řízen lambdaventilem pro regulaci bohatosti směsi (přední strana posuvného ventilu reguluje průtokový průřez hlavního přívodu plynu do směšovače. Poloha krokového motoru mají rozmezí hodnot od 0 do 255 (plný průřez).

Průtok plynu pro volnoběh a nízká částečná zatížení je zajišťován odlišně z důvodu nízkého podtlaku v difuzoru směšovače. Část plynu je při volnoběhu přivedena přetlakem z 1.stupně regulátoru tlaku přímo do lambdaventilu. Směšovací poměr vzduch/palivo se reguluje průtokovými drážkami na obvodu posuvného ventilu.

Škrťící klapka

K regulaci výkonu zážehového motoru je použita škrťící klapka. Škrťící klapka Deltec je v plicním systému motoru namontována ve směru průtoku plicního vzduchu za směšovačem Deltec. Na hřídeli škrťící klapky je připojen snímač polohy škrťící klapky (TPS) a dále regulační šroub pro základní nastavení volnoběhu motoru. Výchylna škrťící klapky se pohybuje v rozsahu téměř zcela zavřené polohy (volnoběh) do plně otevřené (cca 75°) pro plné zatížení motoru. U motoru ML 636 PBEM pro plné zatížení je tlakový korektor působící na škrťící klapku, dle velikosti tlaku plicního vzduchu otevření klapky snižuje.

Zapalovací soustava

Plynový zážehový motor je vybaven zapalovacím systémem 12V DC DELCO bez rozdělovače (DIS). Skládá se z vlastního zapalovacího modulu s elektronickým řízením a z indukčního snímače pro řízení činnosti zapalovacího modulu. Sestava zapalovacího modulu má 3 zapalovací cívky, každá dodává zapalovací energii pro dva válce (1.cívka-válec 1. a 6., cívka 2 – válec 3. a 4. a cívka 3 – válec 5. a 2.). Řídícími signály z indukčního snímače, který je umístěn na skříní setrvačníku, dostává elektronika zapalovacího modulu informace o poloze klikového hřídele. Řízení činnosti sestavy zapalovacího modulu je prostřednictvím elektronického řídicího systému Deltec (optimální regulace předstihu v závislosti na provozním režimu motoru). Při poruše přechází zapalovací soustava do nouzového systému s řízením předstihu pouze podle otáček motoru.

Provozní parametry zapalovací soustavy DELCO-DIS charakterizují následující údaje:

- maximální napětí na zapalovací cívce 40kV,
- energie vysokonapěťového výboje na jiskřišti svíčky cca 45MJ,
- doba vysokonapěťového výboje cca 1,3ms,
- předstih-regulace dle otáček a zatížení v rozmezí od 12° do 22° před HÚ.

Zapalovací svíčky

Zapalovací svíčky jsou umístěny v hlavě válců uvnitř původního otvoru pro vstřikovač, který je opatřen závitem M 12x1,25. Motor se používají svíčky BOSCH XR 4 CS nebo typ NGK DCPR 9 EVX. Pro správnou funkci svíčky je nutné spolehlivé a těsné nasazení koncovky vysokonapěťového kabelu na zapalovací svíčku.

Indukční snímač polohy klikového hřídele

Indukční snímač polohy klikového hřídele je umístěn na skříni setrvačníku v poloze statického předstihu 8,5° před HÚ (poloha náběžné hrany řídicí drážky ke středu snímače). Výstupní napětí z indukčního snímače je 2-3 V AC. Vzdálenost mezi snímačem a setrvačником je 0,75-1,5mm.

Elektronická řídicí jednotka EŘJ

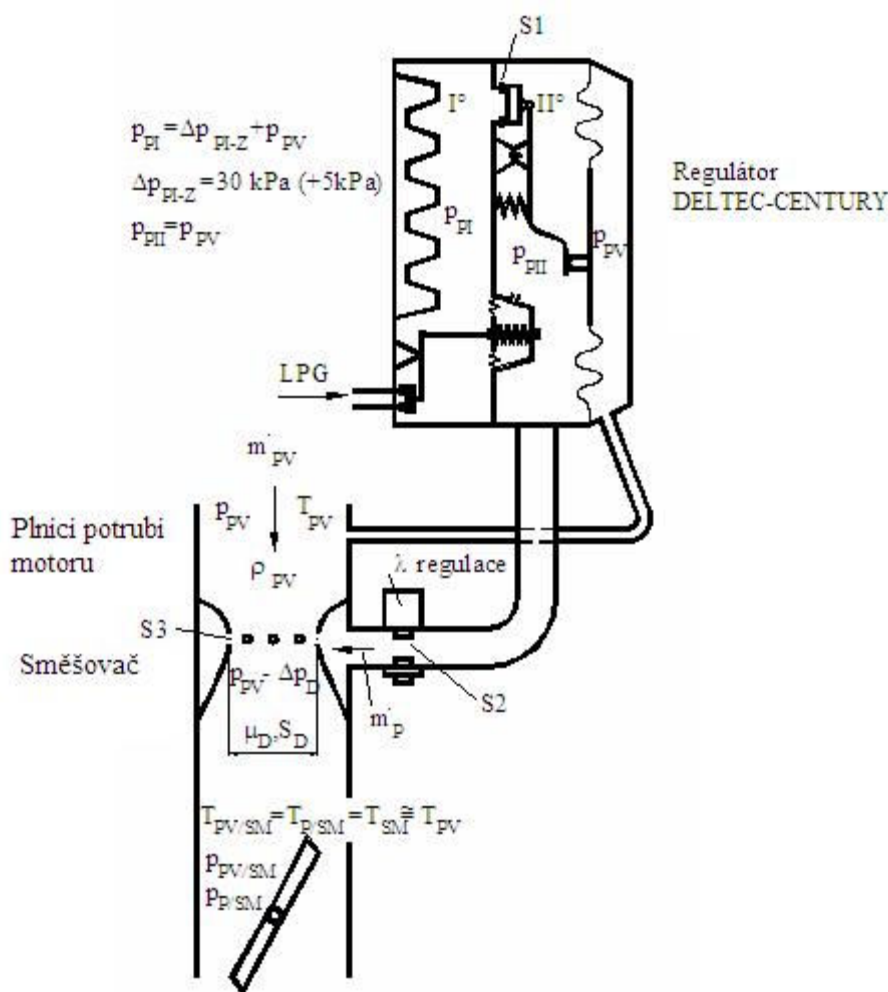
Uspořádání elektronické jednotky je na blokovém schématu příloha P9. Elektronická přepínací jednotka (výrobce KSK a.s. Most-Komořany) zajišťuje následující funkce:

- Spíná relé, které otevírá provozní ventily na tlakových nádržích LPG.
- Přepíná rozvodné elektromagnetické ventily VM 1221 pro odběr paliva z jednotlivých tlakových nádrží.
- Umožňuje automatické cyklování s pravidelným přepojováním odběru paliva z jednotlivých tlakových nádrží.
- Ovládá relé přepínače palivoměru, který umožňuje zjišťovat stav paliva v jednotlivých tlakových nádržích.
- Umožňuje, před studeným startem, pomocí časovače plnění, naplnění přívodního potrubí palivem.

6.0 Popis problematiky vlivu teploty na provoz motoru na LPG

6.1 Popis průtoku plnicího vzduchu a plynu směšovačem a regulátorem tlaku.

Při provozu plynového motoru v autobuse není možné zajistit neměnné podmínky pro funkci plynového palivového příslušenství (teplota nasávaného vzduchu, teplota kapalného LPG v nádržích, atmosférický tlak). Uvedené veličiny proto ovlivňují zejména funkci regulátoru tlaku a směšovače, který pracuje na principu podtlakového tvoření palivové směsi. Dochází ke změnám součinitele přebytku vzduchu ve směsi, což má následně vliv na výkon motoru a na škodlivé emise ve výfukových plynech.



Obr. 9 Schéma tlakových a průtokových poměrů v systému směšovače a regulátoru tlaku plynu.

Při průtoku směšovačem a regulátorem mají plnicí vzduch, plyn a vytvořená palivová směs následující parametry:

- Od dmyhadla je plnicí vzduch veden potrubím ke směšovači. Před směšovačem má tlak p_{pv} a tento tlak je rovněž přiveden potrubím na vnější stranu membrány 2. stupně regulátoru tlaku plynu. Tlak na vnější straně membrány 2. stupně je ve

skutečnosti o cca 60-80Pa vyšší vlivem odběru celkového tlaku před difusorem směšovače. Na vnitřní stranu membrány 2. stupně působí tlak plynu z 2. stupně, přiváděný do komory 2. stupně talířovým ventilem (průřez S1) z komory 1. stupně. Průtok plynu průřezem je zajišťován tlakem p_{PI} . Rovnovážný stav na membráně 2. stupně nastává, když tlak 2. stupně dosáhne tlaku v plnicím potrubí $p_{PII}=p_{pv}$.

b) Tlak plynu z komory 2. stupně regulátoru p_{PII} působí současně na vnitřní stranu membrány regulátoru 1. stupně, která řídí tlak v komoře 1. stupně. Základní tlak plynu v komoře 1. stupně je nastaven jako statický přetlak Δp_{PI-Z} proti atmosférickému tlaku (při nulovém odběru plynu-zastavený motor) a po regulátor DELTEC CENTURY má tento přetlak sériovou hodnotu 30kPa (+ 5kPa). Za provozu motoru se tlak v komoře 1. stupně zvyšuje o hodnotu tlaku plnicího vzduchu tj. $p_{PI} = \Delta p_{PI-Z} + p_{pv}$.

c) Komora 2. stupně regulátoru je propojena s difuzorem směšovače potrubím s proměnlivým odměřovacím průřezem S 2 (regulace dle údajů 1 sondy) a výstup je vtokovými otvory v minimálním průměru difuzoru směšovače S 3. Objemová průtoková charakteristika difuzoru pro nosný plyn (plnicí vzduch) je určena průřezem difuzoru S_D a jeho úhrnným průtokovým součinitelem μ_D . Hmotnostní průtok difuzorem dále závisí na hustotě nosného plynu (plnicího vzduchu) ρ_{pv} před difuzorem.

Podmínky pro průtok plynu do difuzoru jsou určovány postupně řazenými průtokovými průřezy S1, S2 a S3 s odpovídajícími průtokovými součiniteli μ_1 , μ_2 a μ_3 . Výpočet průtoku plynu je možné provést pomocí náhradního redukovaného průřezu při redukci do známých podmínek stavu plynu v komoře 1. stupně. Redukovaný průřez do uvedených podmínek je označen pro další výpočet S_{123-R} s přiřazeným celkovým průtokovým součinitelem μ_{123-R} . Pro výpočet hmotnostní ho průtoku plynu bude použita hustota v 1. stupni regulátoru ρ_{PI} .

6.2 Výpočtové řešení průtoku

Množství protékající pracovní látky motorem je při otáčkách motoru n dáno vztahem

$$V_{zcelk} \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{n}{2.60} \cdot \eta_d = \frac{\dot{m}_{pv}}{\rho_{pv/SM}} + \frac{\dot{m}_p}{\rho_{pv/SM}},$$

kde: V_{zcelk} ... celkový zdvihový objem motoru
 ε ... kompresní poměr
 η_d ... dopravní účinnost
 n ... otáčky motoru (min^{-1})

Vztah množství plnicího vzduchu a množství plynného paliva závisí na požadované velikosti součinitele přebytku vzduchu λ , který je nastavován odměřovacím průřezem S2 systému λ regulace.

Součinitel přebytku vzduchu bude dle vztahu

$$\lambda = \frac{\dot{m}_{pv}}{\dot{m}_p \cdot L_t},$$

kde: L_t ... teoretické množství vzduchu na jednotku paliva při dokonalém spalování (kg/kg)

Průtok plnicího vzduchu difuzorem vytváří v nejužším místě (v průřezu S3) podtlak Δp_D , který závisí na vlastnostech protékajícího plnicího vzduchu. Podtlak v difuzoru je z Bernoulliho rovnice dle vztahu

$$\Delta p_D = \rho_{pv} \cdot \frac{c_{pv}^2}{2},$$

kde: c_{pv} ... rychlost vzduchu v difuzoru odpovídající provoznímu režimu motoru (otáčky, zatížení motoru)

Průtok plynného paliva z komory 1. stupně regulátoru do směšovače je určen rovnicí

$$m_p = \mu_{123-R} \cdot S_{123-R} \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_{pl} \cdot \Delta p_p}.$$

Tlakový spád pro průtok plynu je rozdíl tlaků mezi tlakem v komoře 1. stupni regulátoru a tlakem v difuzoru směšovače.

$$\Delta p = (\Delta p_{pl-z} + p_{pv}) - (p_{pv} - \Delta p_D) = \Delta p_{pl-z} + p_D.$$

Dosažením vztahů pro hmotnostní průtoky plnicího vzduchu a paliva bude vztah pro určení součinitele přebytku vzduchu ve tvaru

$$\lambda = \frac{\mu_D \cdot S_D \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_{pv} \cdot \Delta p_D}}{\mu_{123-R} \cdot S_{123-R} \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_{pl} \cdot (\Delta p_{pl-z} + \Delta p_D)}} \cdot \frac{1}{L_t},$$

což po úpravě přechází do tvaru, ve kterém je možné analyzovat vlivy jednotlivých činitelů

$$\lambda = \frac{\mu_D \cdot S_D}{\mu_{123-R} \cdot S_{123-R}} \cdot \frac{1}{L_t} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_D}{\Delta p_{pl-z} + \Delta p_D}} \cdot \sqrt{\frac{\rho_{pv}}{\rho_{pl}}}.$$

V posledním členu na pravé straně rovnice je obsažen také vliv tlaku v 1. stupni regulátoru, neboť hustota plynu v konkrétních provozních podmínkách bude

$$\rho_{pl} = \rho_{pN} \cdot \frac{p_{pv} + \Delta p_{pl-z}}{101,325} \cdot \frac{273,1}{273,1 + t_p}$$

kde: ρ_{pN} ... je hustota LPG v normálních podmínkách (101,325 kPa, 0°C).

Po úpravách je vztah pro výpočet součinitel přebytku vzduchu

$$\lambda = \frac{\mu_D \cdot S_D}{\mu_{123-R} \cdot S_{123-R}} \cdot \frac{1}{L_t} \cdot k_1 \cdot k_2,$$

kde je pro zjednodušení zavedeno označení

$$k_1 = \sqrt{\frac{\Delta p_D}{\Delta p_{PI-z} + \Delta p_D}} \quad \text{a} \quad k_2 = \sqrt{\frac{\rho_{pv}}{\rho_{pl}}}$$

Rozbor vlivu proměnlivých provozních podmínek na velikost součinitele přebytku vzduchu dle uvedeného vztahu (podle složek k_1 a k_2 a jejich poměrných změn) je uveden v kapitole 6.4. Poměrné změny koeficientů v procentech jsou vypočteny podle vztahů

$$\varepsilon_{k1} = \frac{k_1 - k_{1z}}{k_{1z}} \cdot 100 \quad \varepsilon_{k2} = \frac{k_2 - k_{2z}}{k_{2z}} \cdot 100$$

kde: k_{1z} , k_{2z} hodnoty pro základní tlak LPG v nádržích (např. konstantní tlak v palivovém systému 500kPa) .

6.3 Shrnutí vlivu provozních podmínek na vlastnosti motoru ML 636 PBw

Ve vybraných provozních režimech plynového motoru autobusu byly posouzeny změny součinitele přebytku vzduchu vlivem změn teploty plnicího vzduchu a plynného paliva. Pro výchozí podmínky byly použity hodnoty zjištěné při měření motoru na zkušebním stanovišti v laboratoři motorů. Absolutní velikosti změn závisí na výchozích hodnotách veličin.

Tab. T10 Naměřené hodnoty motoru ML 636 PBw

n (min^{-1})	1200	1400	1500	1800	2000
M_t (Nm)	945	950	920	840	775
P_e (kW)	118,7	139,3	144,5	158,3	162,3
p_{pv} (kPa)	146,8	158,5	158,8	160,5	164,5
T_{pv} (K)	309	313	316	317	316
T_p (K)	308	301	302	301	297
M_{pv} (kg/h)	604,9	749,9	794,9	938,1	1062,7
λ (l)	1,397	1,446	1,467	1,505	1,579
ρ_{pv} (kg/m^3)	1,655	1,764	1,751	1,764	1,814
c_D (m/s)	117,0	137,0	146,3	171,4	188,8
Δp_D (kPa)	11,32	16,56	18,74	25,91	32,33
ρ_{PI} (kg/m^3)	3,513	3,826	3,820	3,866	3,998
ρ_{PII} (kg/m^3)	2,837	3,134	3,130	3,174	3,297

Z výpočtů uvedených v /6/ pro režimy na vnější otáčkové charakteristice je možné formulovat následující závěry:

- zvýšení teploty plnicího vzduchu se projeví v jeho nižší hustotě a ve snížení podtlaku v difuzoru Δp_D . Poklesem hmotnostního naplnění válců se zmenšuje součinitel přebytku vzduchu a současně i výkon motoru.

Tab. T11

Veličina	Změna při $t_{pv} = +5^{\circ}\text{C}$ (%)	Změna při $t_{pv} = +10^{\circ}\text{C}$ (%)
Součinitel přebytku vzduchu λ	+1,2 až +1,4	+2,4 až +2,8
Výkon motoru P_e	-0,2 až -0,4	-0,5 až -0,8

- zvýšení teploty plynu se projeví v jeho nižší hustotě a ve snížení hmotnostního toku plynu do motoru a dále v poklesu výkonu motoru

Tab. T12

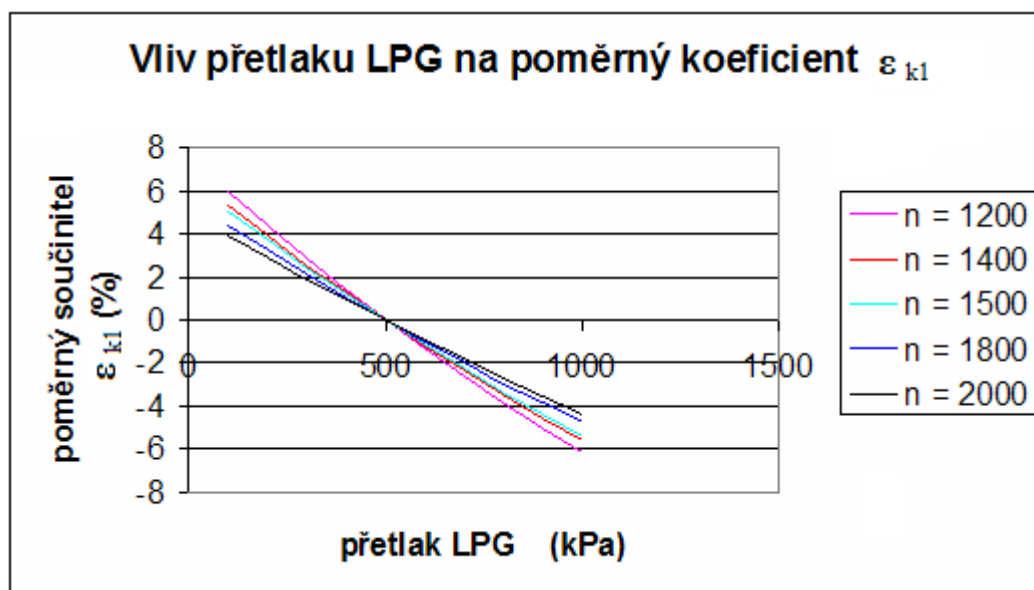
Veličina	Změna při $t_p = +5^{\circ}\text{C}$ (%)	Změna při $t_p = +10^{\circ}\text{C}$ (%)
Součinitel přebytku vzduchu λ	+0,3 až +0,8	+1,6 až +1,7
Výkon motoru P_e	-0,3 až -0,8	-1,6 až -1,7

6.4 Vliv přetlaku v nádrži LPG na součinitel přebytku vzduchu u motoru ML PBw

V citované literatuře /6/ se rovněž uvádí posouzení vlivu změny tlakových poměrů na regulátoru tlaku plynu a součinitel přebytku vzduchu. Posouzení je provedeno pouze pro jednu vybranou změnu ($\Delta p_{PI-Z} = -5\text{kPa}$) a proto v následující části práce uvádím podrobnější analýzu. Posouzení je provedeno pro možný rozsah změn tlaků, které souvisí se stávajícím uspořádáním plynové palivové soustavy, ve které se tlak LPG v tlakových nádržích může pohybovat v rozsahu 100 až 1000kPa dle provozní teploty LPG.

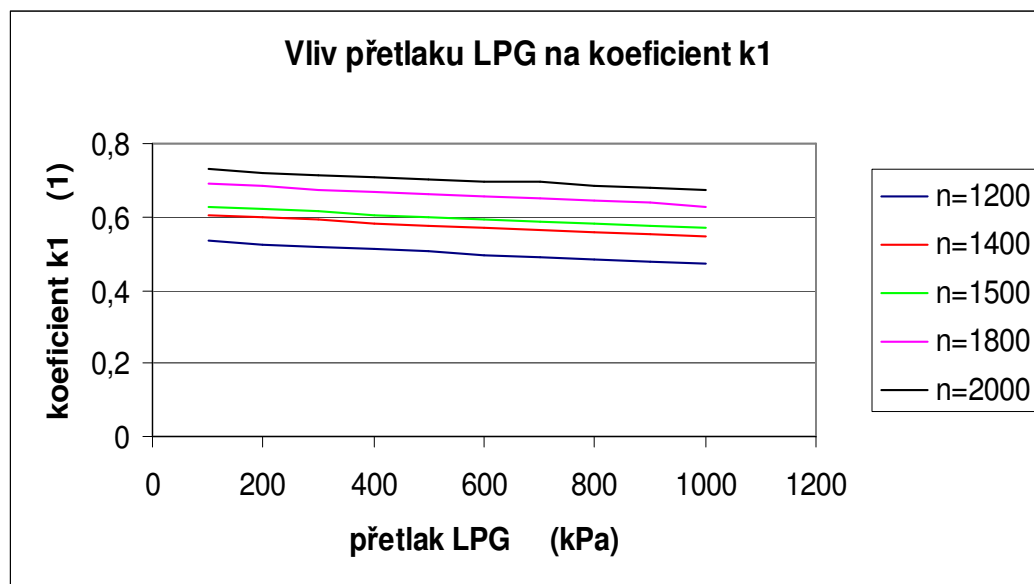
Součástí je porovnání i pro navrhovanou konstrukční úpravu regulátoru tlaku plynu, které zajistí menší variabilitu základního tlaku Δp_{PI-Z} (hodnoty z Tab. T21 pro vstupní průměr 3mm do prvního stupně regulátoru). Při výpočtu se předpokládá, že ostatní podmínky na regulátoru tlaku plynu se nezmění (teploty). Pro posouzení jsou použity absolutní hodnoty koeficientů k_1 a k_2 dle kapitoly 6.2. a jejich poměrné změny ε_{k1} ε_{k2} pro základní nastavení regulátoru při přetlaku LPG 500kPa.

Obr. 10 a Tab. T13 Průběh poměrných změn koeficientu ε_{k1} pro základní provedení regulátoru tlaku a nastavení regulátoru při přetlaku 500 kPa.



Přetlak LPG (kPa)	Otáčky motoru (min^{-1})				
	1200	1400	1500	1800	2000
100	5,96	5,29	5,05	4,40	3,94
200	4,37	3,89	3,71	3,24	2,91
300	2,85	2,54	2,43	2,13	1,91
400	1,42	1,27	1,21	1,06	0,96
500	0	0	0	0	0
600	-1,34	-1,20	-1,15	-1,02	-0,92
700	-2,63	-2,36	-2,27	-2,00	-1,81
800	-3,86	-3,48	-3,34	-2,95	-2,68
900	-5,06	-4,56	-4,38	-3,88	-3,52
1000	-6,20	-5,61	-5,39	-4,78	-4,35

Obr. 11 Průběh hodnot koeficientu k_1 pro základní provedení regulátoru tlaku a nastavení regulátoru při přetlaku 500 kPa.



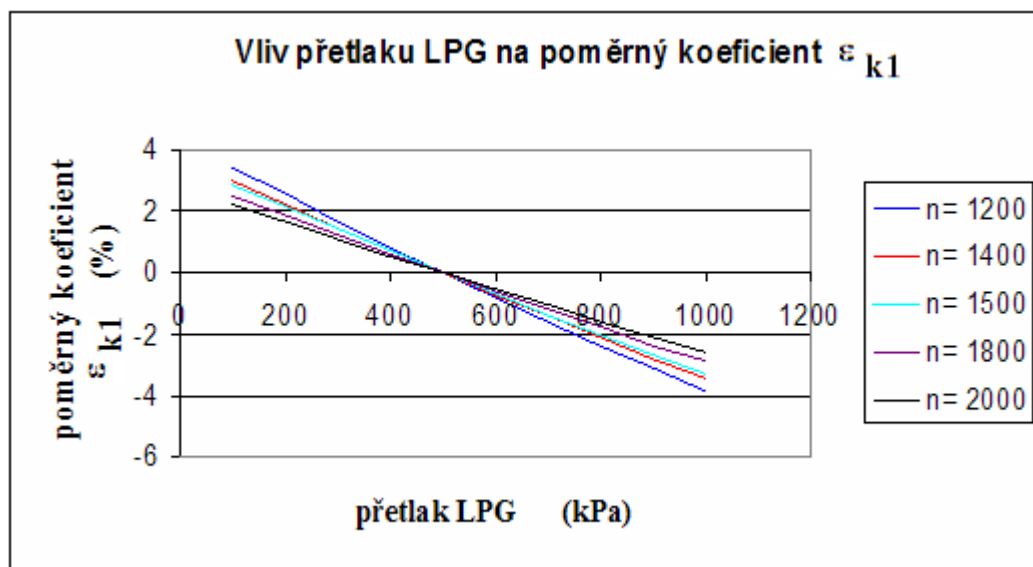
Tab. T14 Naměřené a vypočtené hodnoty k Obr. 11.

Přetlak LPG (kPa)	Otáčky motoru (min^{-1})				
	1200	1400	1500	1800	2000
100	0,534	0,607	0,630	0,691	0,730
200	0,526	0,599	0,622	0,683	0,722
300	0,518	0,591	0,615	0,676	0,715
400	0,511	0,584	0,607	0,669	0,709
500	0,504	0,576	0,600	0,662	0,702
600	0,497	0,569	0,593	0,655	0,695
700	0,491	0,563	0,586	0,648	0,689
800	0,484	0,556	0,580	0,642	0,683
900	0,478	0,550	0,574	0,636	0,677
1000	0,473	0,544	0,568	0,630	0,671

Vyhodnocení vlivu poměrného koeficientu ϵ_{k1} a k_1 pro základní provedení (vsupní ventil $\phi 4$ mm):

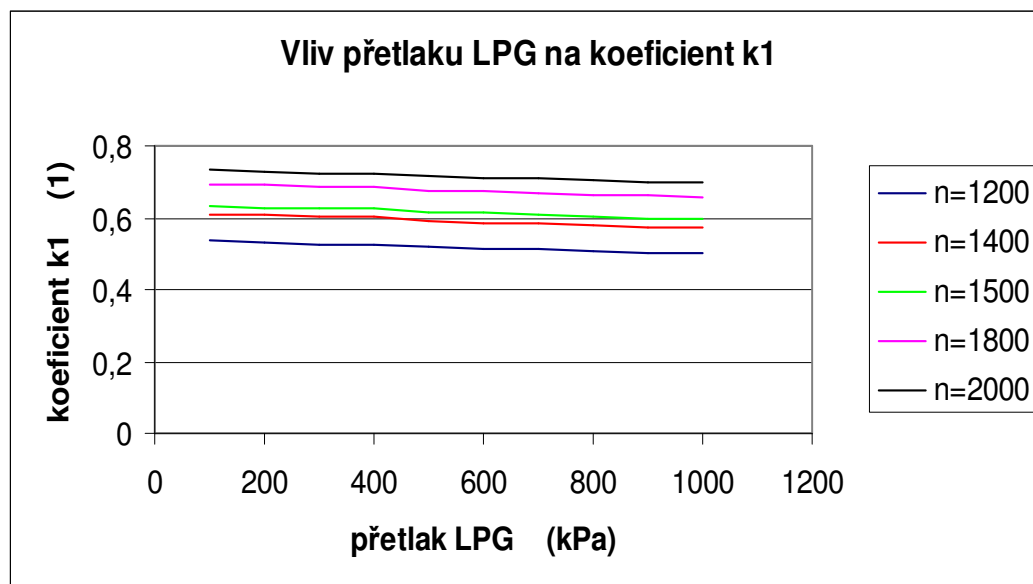
Při výpočtech byly hodnoty ostatních veličin z měření předpokládány stejné jako při provozních zkouškách motoru ML 636PBw dle kap. 6.3 pro základní nastavení složení směsi při přetlaku LPG na regulátoru 500kPa. Změna poměrného koeficientu ϵ_{k1} se projeví na motoru jako změna součinitele přebytku vzduchu od požadované základní hodnoty. V celém rozsahu provozních otáček ($1200 - 2000\text{min}^{-1}$) způsobuje pokles tlaku LPG v palivovém systému (v místě vstupu do regulátoru tlaku) je růst součinitele přebytku vzduchu. Větší změna hodnoty λ je při nižších provozních otáčkách motoru. Vyšší než základní tlak LPG naopak způsobuje pokles součinitele přebytku vzduchu, který se zmenšuje růstem provozních otáček motoru. Maximálně posuzovanému rozsahu přetlaků LPG v provozních podmínkách odpovídá poměrná změna součinitele ϵ_{k1} cca 12,2%. Pro zajištění provozu motoru s požadovanou základní hodnotou součinitele přebytku vzduchu, musí být tato změna kompenzována změnou zbývajících veličin ve vztahu pro výpočet λ , což je možné pouze v hodnotě S_{123-R} , kterou umožňuje regulace od λ sondy krokovým motorkem v průřezu S_2 . V tab.T14 a obr.11 jsou průběhy absolutních hodnot koeficientu k_1 . Jeho velikost závisí na provozních otáčkách motoru, s růstem provozních otáček se zvyšuje jeho hodnota. Při všech provozních otáčkách vyšší přetlak LPG v palivovém systému způsobuje pokles hodnoty k_1 .

Obr. 12 a Tab. T15 Průběh poměrných změn koeficientu ε_{k1} pro provedení regulátoru tlaku se vstupním $\varnothing 3\text{mm}$ a nastavení regulátoru při přetlaku 500kPa.



Přetlak LPG (kPa)	Otáčky motoru (min^{-1})				
	1200	1400	1500	1800	2000
100	3,43	3,04	2,90	2,52	2,25
200	2,55	2,26	2,15	1,89	1,68
300	1,67	1,48	1,42	1,23	1,11
400	0,83	0,74	0,71	0,62	0,55
500	0	0	0	0	0
600	-0,81	-0,72	-0,69	-0,61	-0,54
700	-1,59	-1,42	-1,36	-1,19	-1,07
800	-2,37	-2,11	-2,02	-1,77	-1,60
900	-3,12	-2,79	-2,67	-2,35	-2,12
1000	-3,85	-3,45	-3,30	-2,90	-2,62

Obr. 13 Průběh hodnot koeficientu k_1 pro provedení regulátoru tlaku se vstupním $\varnothing 3\text{mm}$ a nastavení regulátoru při přetlaku 500kPa.



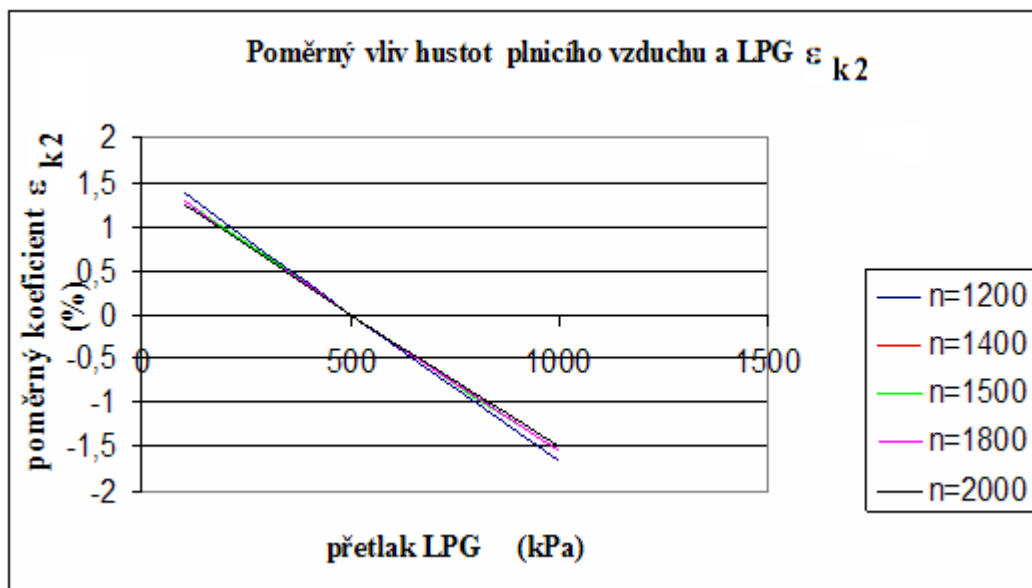
Tab. T16 Naměřené a vypočtené hodnoty k Obr. 13.

Přetlak LPG (kPa)	Otáčky motoru (min^{-1})				
	1200	1400	1500	1800	2000
100	0,537	0,610	0,634	0,694	0,733
200	0,533	0,606	0,629	0,690	0,729
300	0,528	0,601	0,625	0,685	0,725
400	0,524	0,597	0,620	0,681	0,721
500	0,520	0,592	0,616	0,673	0,717
600	0,515	0,588	0,612	0,669	0,713
700	0,511	0,584	0,608	0,665	0,709
800	0,507	0,580	0,604	0,661	0,705
900	0,503	0,576	0,600	0,657	0,701
1000	0,500	0,572	0,596	0,657	0,698

Vyhodnocení vlivu poměrného koeficientu ϵ_{k1} a k_1 pro úpravu provedení (vstupní ventil ϕ 3 mm):

Vypočtené hodnoty poměrného koeficientu ϵ_{k1} a koeficientu k_1 jsou pro variantní uspořádání regulátoru tlaku plynu tj. úprava s menším vstupním průměrem do regulátoru 3mm. Ostatní veličiny pro výpočet byly stejné jako v předcházející části. Navržená a snadno realizovatelná konstrukční úprava regulátoru tlaku plynu se projeví příznivým způsobem na velikosti poměrného součinitele (změny součinitele přebytku vzduchu) v celém rozsahu provozních otáček motoru a přetlaků LPG v palivovém systému. V porovnání se sériovým uspořádáním regulátoru tlaku plynu je změna cca o 40% menší. Rovněž variabilita absolutních hodnot součinitele k_1 je menší, přičemž tato změna je především v oblasti vyšších přetlaků LPG. Pro nízké přetlaky LPG jsou hodnoty k_1 přibližně stejné jako v předcházejícím uspořádání regulátoru.

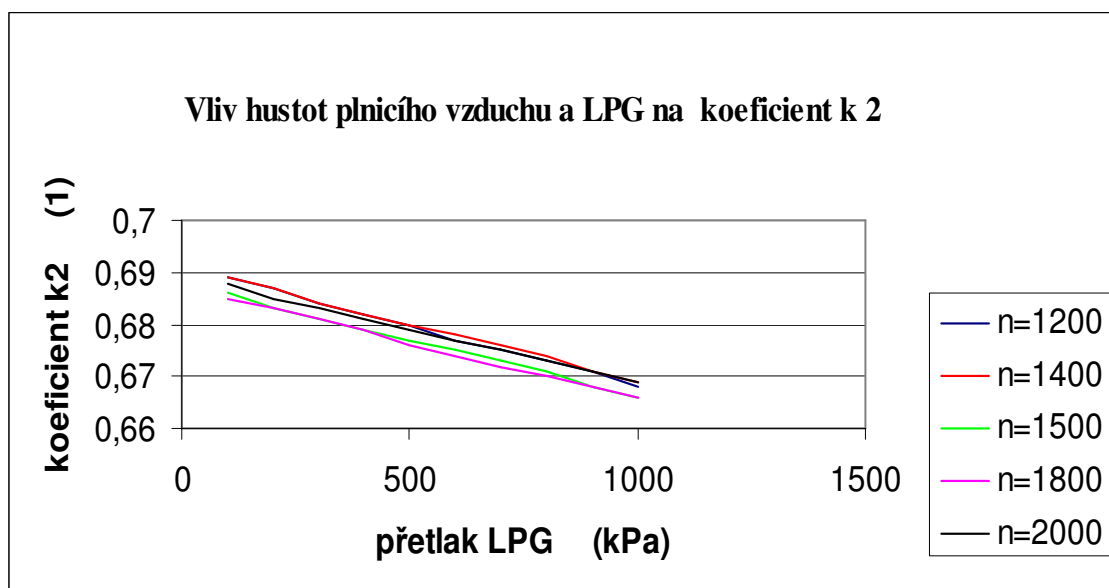
Obr. 14 Průběh poměrných změn koeficientu ϵ_{k2} pro základní provedení regulátoru tlaku a nastavení regulátoru při přetlaku 500kPa.



Tab. T17 Naměřené a vypočtené hodnoty k Obr. 14.

Přetlak LPG (kPa)	Otáčky motoru (min^{-1})				
	1200	1400	1500	1800	2000
100	1,38	1,30	1,29	1,28	1,26
200	1,03	0,97	0,97	0,96	0,94
300	0,68	0,64	0,64	0,64	0,63
400	0,35	0,32	0,32	0,32	0,31
500	0	0	0	0	0
600	-0,34	-0,32	-0,32	-0,31	-0,31
700	-0,67	-0,63	-0,63	-0,62	-0,61
800	-1,00	-0,94	-0,94	-0,93	-0,92
900	-1,33	-1,25	-1,25	-1,24	-1,21
1000	-1,65	-1,55	-1,55	-1,54	-1,51

Obr. 15 a Tab. T18 Průběh hodnot koeficientu k_2 pro základní provedení regulátoru tlaku a nastavení regulátoru při přetlaku 500kPa.



Přetlak LPG (kPa)	Otáčky motoru (min^{-1})				
	1200	1400	1500	1800	2000
100	0,689	0,689	0,686	0,685	0,687
200	0,687	0,686	0,683	0,683	0,685
300	0,684	0,684	0,681	0,681	0,683
400	0,682	0,682	0,679	0,679	0,681
500	0,680	0,680	0,677	0,676	0,679
600	0,677	0,678	0,675	0,674	0,677
700	0,675	0,676	0,673	0,672	0,675
800	0,673	0,674	0,671	0,670	0,673
900	0,671	0,671	0,668	0,668	0,671
1000	0,668	0,669	0,666	0,666	0,669

Vyhodnocení vlivu poměrného koeficientu ε_{k2} a k_2

Poměrný koeficient ε_{k2} a koeficient k_2 popisují vliv i hustot vzduchu a LPG na proměnlivost součinitele přebytku vzduchu směsi. Hodnoty v tabulkách a grafech byly získány pro režimy za stejných provozních podmínek dle kap. 6.3. Poměrný koeficient je vypočten pro základní hodnotu přetlaku plynného paliva 500kPa. Charakter vlivu hustot je obdobný jako vliv předcházejícího parametru, s poklesem přetlaku v palivovém systému roste hodnota součinitele přebytku vzduchu a naopak. Vliv hustot plnicího vzduchu a LPG v rozsahu provozních otáček a předpokládaných přetlaků způsobuje maximální změnu součinitele přebytku vzduchu $\pm 1,5\%$ což je výrazně menší vliv než u koeficientu k_1 . Hodnota poměrného koeficientu ε_{k2} bude ve skutečných podmínkách zřejmě vyšší v oblasti nižších přetlaků LPG (což odpovídá nižším teplotám okolního nasávaného vzduchu) vlivem vyšší hustoty plnicího vzduchu než je uvedeno v kap. 6.3. Vliv těchto veličin však ovlivňuje variabilitu λ směsi méně významným způsobem.

Na základě předcházejících výpočtů je možné formulovat následující závěry o změně součinitele přebytku vzduchu vlivem koeficientů k_1 a k_2 . V tabulce se uvádí hodnoty pro případ základního seřízení regulátoru tlaku plynu při přetlaku LPG $\Delta p_{pl} = 500\text{kPa}$ a při provozu na letní směs 40/60 (rozmezí teplot -18 až $+48^\circ\text{C}$).

Celková poměrná změna součinitele přebytku vzduchu byla vypočtena dle vztahu

$$\varepsilon_{celk} = \sqrt{\varepsilon_{k1}^2 + \varepsilon_{k2}^2}$$

Kde ... ε_{k1} ε_{k2} poměrné změny koeficientů: k_1 (vliv tlakových poměrů na regulátoru),
 k_2 (vliv změn hustot)

a) pro otáčky motoru 1200min^{-1}

Tab. T19

Regulátor Vstupní průměr (mm)	Poměrná změna součinitele λ (%)	
	Teplota LPG v nádržích ($^\circ\text{C}$)	
	-18	48
4 (základní)	$\sqrt{5,9^2 + 1,38^2} = +6,11$	$\sqrt{6,2^2 + 1,65^2} = -6,42$
3	$\sqrt{3,43^2 + 1,38^2} = +3,70$	$\sqrt{3,85^2 + 1,65^2} = -4,19$

Celková maximální poměrná změna součinitele přebytku vzduchu pro možný rozsah teplot LPG v nádržích -18 až $+48^\circ\text{C}$ bude pro základní provedení regulátoru 12,53% a při vstupním průměru do regulátoru 3mm 7,89%. Významnější je kladná změna poměrného součinitele přebytku vzduchu, při které je provoz motoru na chudší směs tj. s nižším výkonem.

b) pro otáčky motoru 2000min^{-1}

Tab. T20

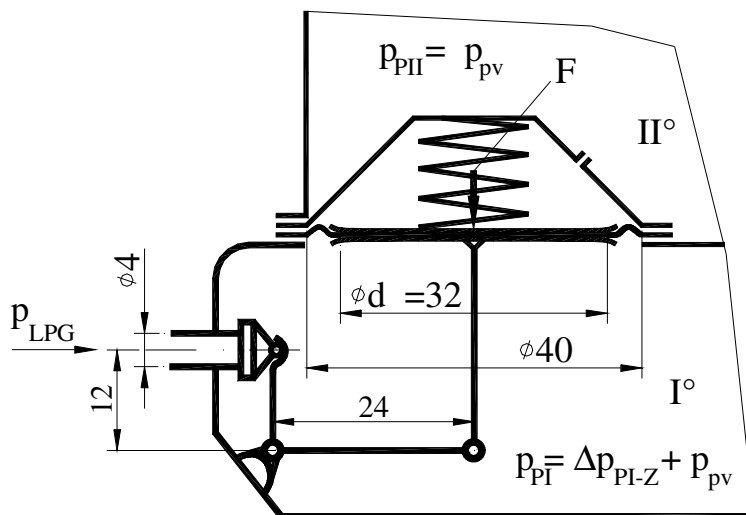
Regulátor Vstupní průměr (mm)	Poměrná změna součinitele λ (%)	
	Teplota LPG v nádržích (°C)	
	-18	48
4 (základní)	$\sqrt{3,94^2 + 1,26^2} = +4,13$	$\sqrt{4,35^2 + 1,51^2} = -4,60$
3	$\sqrt{2,25^2 + 1,26^2} = +2,80$	$\sqrt{2,62^2 + 1,51^2} = -3,02$

Celková maximální poměrná změna součinitele přebytku vzduchu pro možný rozsah teplot LPG v nádržích -18°C až $+48^{\circ}\text{C}$ bude pro základní provedení regulátoru 8,73% a při vstupním průměru do regulátoru 3mm 5,52%. Charakter změn je stejný jako při otáčkách nižších.

7.0 Návrhy řešení

7.1 Rozbor změn tlakových poměrů a konstrukčních parametrů regulátoru tlaku na bohatost směsi

Uspořádání dvoustupňového regulátoru tlaku plynu DELTEC-CENTURY je dle schématu na obr. 16.



Obr. 16 Schéma regulátoru DELTEC-CENTURY pro řízení tlaku Δp_{PI-Z}

Funkci systému regulátoru při základním nastavení tlaku Δp_{PI-Z} ovlivňuje tlak LPG na vstupu do regulátoru. Variabilita tlaku Δp_{PI-Z} je způsobena změnou tlaku LPG na přívodu do regulátoru. V následující části práce je provedeno posouzení jednotlivých vlivů na velikost základního tlaku Δp_{PI-Z}

- vstupního tlaku kapalného LPG v rozsahu předpokládaných provozních teplot LPG (dle složení cca -30°C až 40°C),
- vliv konstrukčních rozměrů pákového převodu regulátoru,
- vliv předpětí pružiny 1.stupně regulátoru.

Z uvedených výsledků z kapitoly 6.0 vyplývá vliv základního tlaku Δp_{PI-Z} na bohatost směsi a tím následně i na výkonové a emisní parametry motoru.

Činnost regulátoru tlaku lze popsat takto:

Regulační ventil prvního stupně I je uzavírán tlakem odpařeného plynu v komoře prvního stupně, který působí přes membránu o průměru 40mm na kruhovou destičku o průměru 32mm, která je upevněna na táhle páky ventilu. Vzhledem k charakteru pružného spojení se z mezikruží $\text{Ø}40/32$ mm přenáší na táhlo pákového mechanismu pouze část síly, která zvyšuje účinek tlaku plynu ze zbývající části průměru pevné destičky. Podíl přídatné síly z části membrány lze vyjádřit korekčním součinitelem K. Velikost korekčních součinitelů se určuje experimentálně, řešením silových poměrů na membráně a pro provedení u regulátoru DELTEC-CENTURY se uvádí zjištěná hodnota $k=1,28$.

Teoretická velikost základního tlaku plynu Δp_{PI-Z} v komoře 1.stupně se určí z podmínky rovnováhy při respektování požadavku bezpečného uzavření přívodu LPG do regulátoru. Pro zaručený stav těsnosti na ventilu 1. stupně se vychází z požadavku

většího přtlaku sedla do gumového těsnění ventilu na přívodní trubce LPG než odpovídá teoretickému rovnovážnému řešení pákového mechanismu. Míra bezpečnosti k_B uzavření ventilu se zpravidla volí formou zvýšení síly v sedle ventilu od LPG na vstupu na dvojnásobnou hodnotu ($k_B=2,0$). Silová rovnováha na mechanismu regulátoru bude dle rovnice (pro tlak ve druhém stupni regulátoru $p_{PI}=p_0$, tj. pro nulový odběr plynu).

$$p_{LPG} \cdot S_{LPG} \cdot a \cdot k_B + F \cdot b - \Delta p_{PI-z} \cdot S_M \cdot k \cdot b = 0$$

kde: p_{LPG} ... vstupní tlak LPG na ventilu 1. stupně
 S_{LPG} ... průtokový průřez ventilu 1. stupně
 F ... předpětí pružiny membrány 1. stupně (dle /3/ zjištěno základní seřízení $F=28$ N)
 S_M ... plocha destičky membrány 1. stupně (pro $\varnothing 32$ mm je $804,25 \text{ mm}^2$)
 k ... korekční součinitel membrány (dle /3/ $k=1,28$).

Úpravou rovnice pak základní nastavení tlaku regulátoru Δp_{PI-z} bude

$$\Delta p_{PI-z} = \frac{p_{LPG} \cdot S_{LPG} \cdot a \cdot k_B}{S_M \cdot k \cdot b} + \frac{F}{S_M \cdot k}$$

Při skutečných provozních podmínkách motoru v autobusu regulátor tlaku není provozován v popsaném uspořádání plynového palivového příslušenství s konstantní hodnotou Δp_{PI-z} , což se následně projevuje ve změně součinitele přebytku vzduchu (změně výkonu) a ve změně emisí ve výfukových plynech. V následujících tabulkách jsou vypočteny a posouzeny změny hodnot základní tlaku na regulátoru Δp_{PI-z} v závislosti na možných konstrukčních úpravách.

a) vliv velikosti průměru vstupního ventilu na Δp_{PI-z}

ostatní parametry dle stávajícího provedení regulátoru, $a=12$ mm, $b=24$ mm

Tab. T21

Přetlak LPG p_{LPG} (kPa)	Δp_{PI-z} (kPa)			
	3 mm	4 mm	5 mm	6 mm
100	27,89	28,42	29,11	29,94
200	28,57	29,64	31,01	32,69
300	29,26	30,86	32,92	35,43
400	29,94	32,06	34,82	38,18
500	30,63	33,30	36,73	40,19
600	31,32	34,52	38,64	43,67
700	32,00	35,74	40,54	46,42
800	32,69	36,96	42,45	49,16
900	33,38	38,18	44,36	51,91
1000	34,06	39,40	46,26	54,65
Změna průřezu k základnímu průměru ventilu 4 mm (%)	-56,25	0	+56,25	+225,0
Diference tlaku Δp_{PI-z} (kPa)	6,18	10,98	17,16	24,71
Poměrná změna pro tlakový rozsah (%)	18,13	27,87	37,09	45,21

b) vliv velikosti vstupního převodu (hodnota a)

ostatní parametry dle stávajícího provedení regulátoru, vstupní ventil $\varnothing 4\text{mm}$, $b=24\text{mm}$
Tab. T22

Přetlak LPG p_{LPG} (kPa)	$\Delta p_{\text{PI-Z}}$ (kPa)			
	a=6mm	a=10 mm	a=12 mm	a=15 mm
100	27,81	28,22	28,42	28,72
200	28,42	29,23	29,64	30,25
300	29,03	30,25	30,86	31,77
400	29,64	31,27	32,06	33,30
500	30,25	32,28	33,30	34,82
600	30,68	33,30	34,52	36,35
700	31,47	34,32	35,74	37,78
800	32,08	35,33	36,96	39,40
900	32,69	36,35	38,18	40,93
1000	33,30	37,37	39,40	42,45
Změna k základní délce ramene převodu a= 12 mm (%)	-50,0	-16,7	0	+25,0
Diference tlaku $\Delta p_{\text{PI-Z}}$ (kPa)	5,49	9,15	10,98	13,73
Poměrná změna pro tlakový rozsah (%)	16,49	24,49	27,87	32,34

c) vliv velikosti vstupního převodu (hodnota a)

ostatní parametry dle stávajícího provedení regulátoru, vstupní ventil $\varnothing 3\text{mm}$, $b=24\text{mm}$
Tab. T23

Přetlak LPG p_{LPG} (kPa)	$\Delta p_{\text{PI-Z}}$ (kPa)			
	a=6mm	a=10 mm	a=12 mm	a=15 mm
100	27,54	27,77	27,89	28,06
200	27,89	28,34	28,57	28,91
300	28,23	28,91	29,26	29,77
400	28,57	29,49	29,94	30,63
500	28,91	30,06	30,63	31,49
600	29,26	30,63	31,32	32,35
700	29,60	31,20	32,00	33,20
800	29,94	31,77	32,69	34,06
900	30,29	32,35	33,38	34,92
1000	30,63	32,92	34,06	35,78
Změna k základní délce ramene převodu a= 12 mm (%)	-50,0	-16,7	0	+25,0
Diference tlaku $\Delta p_{\text{PI-Z}}$ (kPa)	3,09	5,15	6,17	7,72
Poměrná změna pro tlakový rozsah (%)	10,09	15,64	18,12	21,58

d) vliv velikosti základního předpětí pružiny F

ostatní parametry dle stávajícího provedení regulátoru, vstupní ventil $\varnothing 4\text{mm}$, $a=12\text{mm}$, $b=24\text{mm}$

Tab. T24

Přetlak LPG p_{LPG} (kPa)	$\Delta p_{\text{PI-Z}}$ (kPa)			
	F=20 N	F=25 N	F=28 N	F=40 N
100	20,65	25,51	28,42	40,08
200	21,87	26,73	29,64	41,30
300	23,09	27,95	30,86	42,52
400	24,31	29,17	32,08	43,74
500	25,53	30,39	33,30	44,96
600	26,75	31,61	34,52	46,18
700	27,97	32,83	35,74	47,40
800	29,19	34,05	36,96	48,62
900	30,41	35,27	38,18	49,84
1000	31,63	36,49	39,40	51,06
Změna k základní velikosti F=28 N (%)	-28,6	-10,7	0	+42,9
Diference tlaku $\Delta p_{\text{PI-Z}}$ (kPa)	10,98	10,98	10,98	10,98
Poměrná změna pro tlakový rozsah (%)	34,7	30,1	27,9	21,5

Závěr: Zmenšení vstupního \varnothing na 3mm se projeví příznivě na změně variability $\Delta p_{\text{PI-Z}}$. Konkrétní úprava je jednoduchá, je však podmíněna dostatečným tlakem LPG, pro zajištění potřebných průtoků plynů, neboť se průtočný průřez zmenší o 56% proti stávajícímu průřezu při $\varnothing 4\text{mm}$.

Uvažovaná úprava vstupního převodu, vzhledem k zásahu do konstrukce, by byla obtížně realizovatelná z důvodu požadavku na novou homologaci odpařovače s regulátorem tlaku.

7.2 Návrh palivového systému s konstantním tlakem na vstupu do odpařovače

7.2.1 Popis základního uspořádání

Ve stávající palivovém systému motoru autobusu je kapalná směs LPG dopravována k odpařovači a dvoustupňovému regulátoru tlaku plynu pouze vlastním tlakem kapaliny v nádržích. Uspořádání rozvodu je na schematickém obrázku Obr. 7. Při průtoku LPG rozvodem dochází ke tlakovým ztrátám (místním, v uzavíracích ventilech a třecím v potrubí). Dle [7] byly při zkouškách ověřovány tlakové ztráty v rozvodu a byly zjištěny při přetlaku LPG v nádržích 550kPa následující hodnoty:

- Tlaková ztráta v přívodní trubce TR 6/4 od tlakového zásobníku k přepínacím ventilům EV 1 až EV 5 při max.výkonu motoru $\Delta p_{\text{TR}} = 65\text{kPa}$.
- Tlaková ztráta elektromagnetického ventilu VM 1221 při provozním tlaku nad 450kPa dosahuje $\Delta p_{\text{EV}} = 20$ až 30kPa. Při poklesu provozního tlaku pod 450kPa se výrazně tlaková ztráta zvyšuje na hodnotu $\Delta p_{\text{EV}} = 90$ až 100kPa. V systému rozvodu jsou umístěny sériově dva elektromagnetické ventily.

- Tlaková ztráta v přívodní trubce TR 10/8 v délce 5 m k regulátoru tlaku cca $\Delta p_{TR} = 30 \text{ kPa}$.

Při požadavku minimálního vstupního tlaku do dvoustupňového regulátoru, který zajišťuje pravidelný a stabilní chod plynového motoru cca 400kPa je potřebný minimální přetlak v nádržích LPG

$$\Delta p_{LPG} = 400 + 65 + 2.30 + 30 = 550 \quad (\text{kPa}),$$

který může být dosažen pouze při teplotách LPG v rozmezí (18-25)°C podle složení směsi a vyšších. Řešením pro provoz při nižších teplotách je zabudování palivového čerpadla do rozvodu LPG v autobuse.

Varianty prostorového umístění palivového čerpadla v zástavbě autobusu.

- umístění palivového čerpadla v blízkosti odpařovače, tím budou funkce čerpadla nahrazeny ztráty vznikající při průtoku LPG potrubím od nádrží k odpařovači. Při volbě tohoto řešení je nutné počítat s dlouhou sací trubicí, kde se mohou tvořit parní bubliny a tím snížení účinku sání čerpadla.
- umístění v prostoru tlakových zásobníků nevýhoda ve snížení tlaku u odpařovače vlivem ztrát průtokem potrubím a palivové čerpadlo musí pracovat s vyšším výstupním tlakem. Při volbě tohoto řešení se vyvarujeme možnosti vzniku parních bublin. Toto řešení, vzhledem k pracovním parametrům čerpadla se zdá vhodnější.

Varianty volby výstupního tlaku palivového čerpadla

- volba hodnoty konstantního tlaku u odpařovače z maximální odhadnuté předpokládané teploty LPG (45°C) a trvalý provoz dopravního čerpadla na LPG s přetlakem v rozmezí 950 až 1150kPa.
- volba velikosti dostatečné velikosti provozního tlaku, který zajistí spolehlivý průtok LPG při nižších teplotách a při provozních podmínkách, kdy LPG má vyšší tlak bude podávací čerpadlo automaticky odpojeno na základě vyhodnocení údaje od tlakového snímače LPG. Jako vyhovující z rozboru podmínek průtoku vychází přetlak v úrovni 0,65 až 0,7MPa, což odpovídá teplotě LPG v nádržích kolem 35°C. K minimalizování proměnlivosti tlaku před odpařovačem pro provoz za vyšších teplot provést úpravy v konstrukčním řešení regulátoru DELTEC–CENTURY jak jsou popsány v kapitole 7.1., a které optimalizují proměnlivost základního tlaku na regulátoru. Tato varianta je výhodnější nejen z hlediska energetického, ale zejména z důvodu životnosti podávacího čerpadla.
- volba minimální hodnoty tlaku podávacího čerpadla zjišťující průtok LPG palivovým systémem a minimální tlak na vstupu do regulátoru tlaku, který je potřebný pro spolehlivou funkci motoru. V tomto případě je možné volit sériové provedení podávacího čerpadla, tj. konstantní přetlak na výstupu z čerpadla cca 500kPa, což odpovídá teplotě LPG dle složení cca 16 až 23°C. Uvedená

hodnota přetlaku zajistí dostatečný průtok LPG regulátorem v rozsahu všech zatížení motoru. Při vyšší teplotě LPG v nádržích bude čerpadlo odpojeno.

Celková poměrná změna součinitele přebytku vzduchu byla vypočtena dle vztahu pro minimální variantu c). Do teploty LPG, kdy je přetlak nasycených par nižší než 500kPa, bude konstantní tlak v systému zajišťovat palivové čerpadlo. Při vyšší teplotě bude přetlak v systému proměnlivý. Vzhledem k dostatečnému přetlaku bude možné provést zmenšení vstupního průměru do regulátoru, které se projeví dalším zmenšením proměnlivosti součinitele přebytku vzduchu cca o 35%. Porovnání poměrných změn součinitele přebytku vzduchu jsou v tabulkách Tab. T25 a T26

a) pro otáčky motoru 1200 min^{-1}

Tab. T25

Regulátor Vstupní průměr (mm)	Poměrná změna součinitele λ (%)
	Teplota LPG v nádržích ($^{\circ}\text{C}$)
	38-45
4 (základní)	0 až -6,42
3	0 až -4,19

b) pro otáčky motoru 2000 min^{-1}

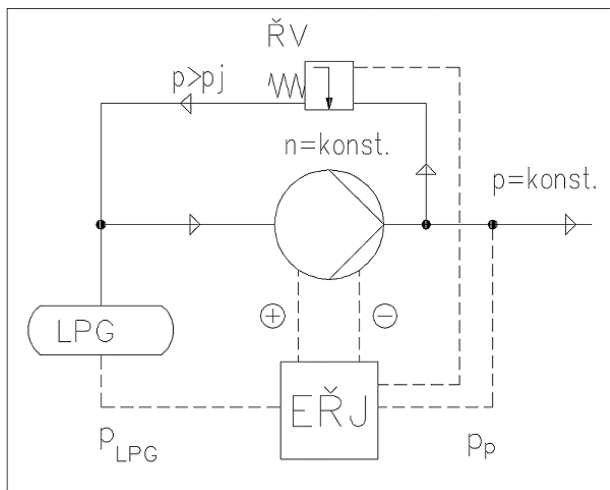
Tab. T26

Regulátor Vstupní průměr (mm)	Poměrná změna součinitele λ (%)
	Teplota LPG v nádržích ($^{\circ}\text{C}$)
	38-45
4 (základní)	0 až -4,60
3	0 až -3,02

7.2.2 Návrh systému s regulací tlaku v palivovém rozvodu LPG

a) Systém s konstantními otáčkami čerpadla s regulací tlaku pomocí ŘV

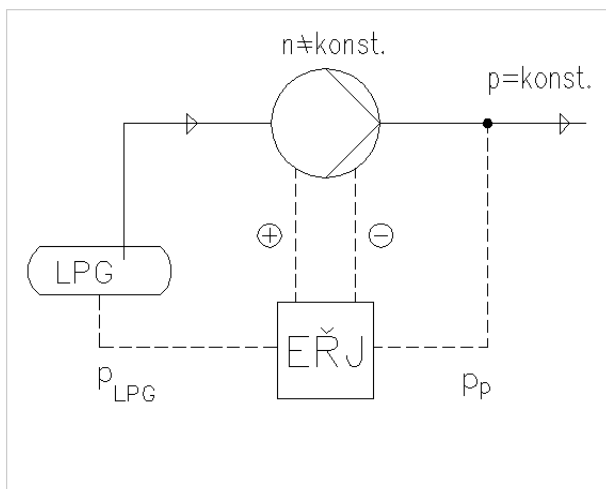
Obr. 17 Schéma A



Elektronická řídicí jednotka prostřednictvím snímačů zpracovává okamžité provozní parametry v nádrži a v potrubním systému před vstupem do regulátoru. Zároveň napájí čerpadlo, které má otáčky $n=\text{konst.}$ Regulační ventil ŘV je nastaven na max. hodnotu tlaku na vstupu do regulátoru p_j .
Je-li $p < p_j$ EŘJ spustí čerpadlo a to dodává potřebný tlak.
Je-li $p > p_j$ EŘJ vypne čerpadlo a kapalná směs je vedena k regulátoru bypassem přímo.

b) Systém s regulací otáček pomocí EŘJ

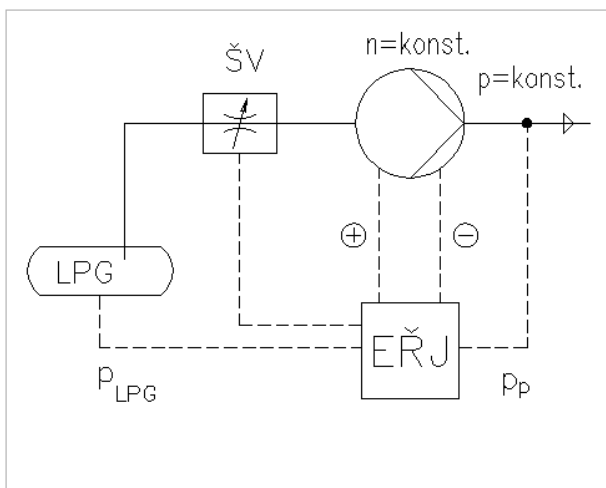
Obr. 18 Schéma B



EŘJ pomocí snímačů zpracovává okamžité provozní parametry v nádrži a v potrubním systému před vstupem do regulátoru. Zároveň napájí a mění otáčky čerpadla. Je-li $p < p_j$ EŘJ spustí čerpadlo a to dodává potřebný tlak, které reguluje v nastaveném rozsahu. Regulace čerpadla je v závislosti napájecího napětí na výstupním tlaku. Stoupne-li tlak nad pracovní hodnotu tlaku na vstupu do regulátoru, EŘJ vypne čerpadlo a plyn LPG je veden k regulátoru bypassem přímo.

c) Systém s konstantními otáčkami čerpadla s regulací tlaku pomocí škrťacího ventilu v sání palivového čerpadla.

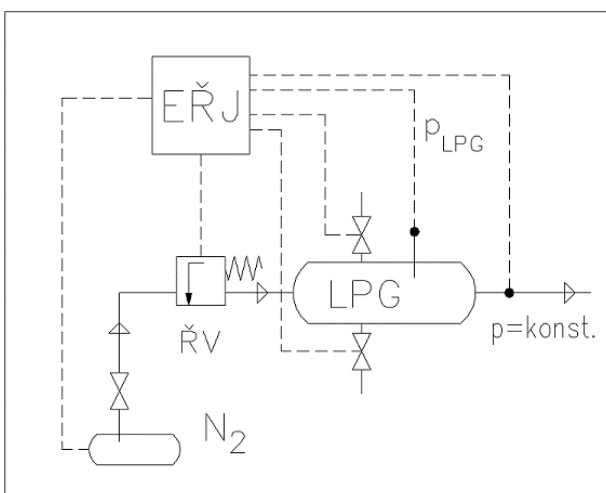
Obr. 19 Schéma C



EŘJ pomocí snímačů zpracovává okamžité provozní parametry v nádrži a v potrubním systému před vstupem do regulátoru. Zároveň napájí čerpadlo, které má otáčky $n = \text{konst.}$ Je-li $p < p_j$ EŘJ spustí čerpadlo a to dodává potřebný tlak, které reguluje v nastaveném rozsahu. Tlak je regulován škrťacím ventilem ŠV v závislosti na výstupním tlaku. Stoupne-li tlak nad pracovní hodnotu tlaku na vstupu do regulátoru, EŘJ vypne čerpadlo a plyn LPG je veden k regulátoru bypassem přímo.

d) Systém s tlakovou nádrží N_2 s regulací pomocí ŘV přepouštěním N_2 do nádrže LPG

Obr. 20 Schéma D



EŘJ pomocí snímačů zpracovává okamžité provozní parametry v nádrži a v potrubním systému před vstupem do regulátoru. Zároveň ovládá řídicí ventil ŘV. Klesne-li $p < p_j$ EŘJ otevře ŘV a z nádrže N_2 dojde k přepuštění potřebného tlaku, který je hlídán čidlem v nádrži LPG. Je-li tlak na pracovní hodnotě tlaku na vstupu do regulátoru je ŘV zavřený. Regulace probíhá v nastaveném rozsahu.

Při volbě vhodné varianty řešení byla posuzována následující kritéria:

- Složitost systému na řízení výstupního tlaku palivového čerpadla a požadavky na další přídatné příslušenství systému.
- Dostupnost jednotlivých částí systému.
- Zajištění požadované spolehlivosti systému.
- Náročnost na obsluhu a údržbu systému.
- Ekonomická náročnost systému.

Na základě posouzení jednotlivých schémat zapojení bylo zvoleno uspořádání dle Obr. 17 Schéma A s konstantními otáčkami s regulací tlaku přepouštěním výstupu do sání čerpadla. Čerpadlo je umístěno mimo palivovou nádrž LPG. Z průzkumu dostupných čerpadel bylo zvoleno použití palivového čerpadla fa BOSCH a.s., které je určeno pro palivové systémy naftových motorů.

Volba uvedeného typu byla provedena po vyhodnocení:

- Ekonomických parametrů uvedených čerpadel. Vzhledem k sériové výrobě jsou poměrně levná.
- Technických parametrů čerpadel (tlak, objemový výkon čerpadla). Mimo základní řady čerpadel je vyráběna řada speciálních provedení s výstupním tlakem až 700kPa. Ve výrobním programu je několik typů provedení čerpadel s tlaky v rozmezí 500 až 600kPa.
- Velikost čerpadel pro zabudování do autobusu. Rozměrově jsou čerpadla vhodná pro mobilní použití.
- Stálosti technických parametrů. Výroba čerpadel je dlouhodobě ověřena a čerpadla dosahují vysoké provozní spolehlivosti. Výrobce v rámci vývojových prací již částečně ověřoval vhodnost čerpadel pro dopravu LPG (výsledky ze zkoušek nebyly poskytnuty a ani zveřejněny).

Dostupnost speciálních čerpadel pouze na LPG s malými výkony je velmi omezená a jejich cenová náročnost je vysoká (tato čerpadla jsou např. používána v systémech plnicích stojanů LPG fa ADAST a.s.).

Přehled výrobního sortimentu čerpadel firmy BOSCH a.s. a volba konkrétního typu je uvedena v kap. 7.2.3. a v příloze P6.

7.2.3 Přehled technických parametrů palivových čerpadel BOSCH

Výrobní program firmy BOSCH v oblasti palivových čerpadel na benzín a naftu byl značně rozsáhlý a představoval soubor celkem 72 různých provedení palivových čerpadel. Po unifikaci výroby v současné době sestává z výroby 7 typů čerpadel, které technickými parametry nahrazují původní výrobní program. Přehled základních technických parametrů těchto čerpadel je uveden v tabulce. Část výrobního programu zajišťuje český výrobce BOSCH CZ s.r.o. v Českých Budějovicích.

Tab. T27 Technické parametry palivových čerpadel BOSCH

Parametr	Základní označení čerpadla 0 580						
	254 053	254 909	254 910	254 911	464 069	464 070	464 085
Objemový průtok (l/h)	175-228	148-198	130-200	95-135	98-148	130-195	95-145
Výstupní tlak (kPa)	500	500	500	400	400	300	250
Jmenovité napětí (V)	13	13	13	12	12	12	12
Jmenovitý proud (A)	11,4	8,7	9,8	5,2	7,0	6,5	4,5
Maximální výstupní tlak (kPa)	800-1450	800-1450	800-1450	650-850	480-650	450-800	480-850
Celková délka (mm)	180	180	203	199	186	175	175
Průměr čerpadla (mm)	60	60	60	52	52	52	52
Vstupní průměr (mm)	12	12	15	15	12	12	12
Výstup	M12x1,5	M12x1,5	M12x1,5	M12x1,5	M12x1,5	Ø 8	Ø 8

Poznámka:

- rozsah pracovních teplot pro všechny typy čerpadel (-40°C až 60°C)
- požadavky na vlastnosti čerpaného paliva: dle DIN 51600, 51607.

Konstrukční řešení palivových čerpadel: segmentová zubová čerpadla s přepouštěcím kuličkovým ventilem s pružinou na výtlaku čerpadla, který při nastaveném provozním tlaku čerpadla propojuje výtlak se sáním (regulace přepouštěním v sání). Pohon je stejnosměrným motorem s uhlíkovým komutátorem. Instalace je možná mimo palivovou nádrž. Konstrukční provedení čerpadla BOSCH je na příloze P 5.

Vzhledem k potřebnému výkonu čerpadla při zástavbě do palivové soustavy autobusu KAROSA (spotřeba LPG při jmenovitém výkonu motoru autobusu je pro složení P/B 60/40 cca 80 dm³/h a pro směs 40/60 cca 78 dm³/h) byly pro zkoušky vybrány typy 0 580 254 910 a 0 580 254 909, u kterých je dostatečná výkonová rezerva a současně dle vyjádření výrobce lze předpokládat životnost při provozu s výstupním tlakem až do 1MPa a s pracovní látkou LPG přibližně 3000 hodin.

Pro variantu řešení s vyšším provozním tlakem před regulátorem jsou vhodné ze skupiny speciálních čerpadel následující typy dle tab. T28.

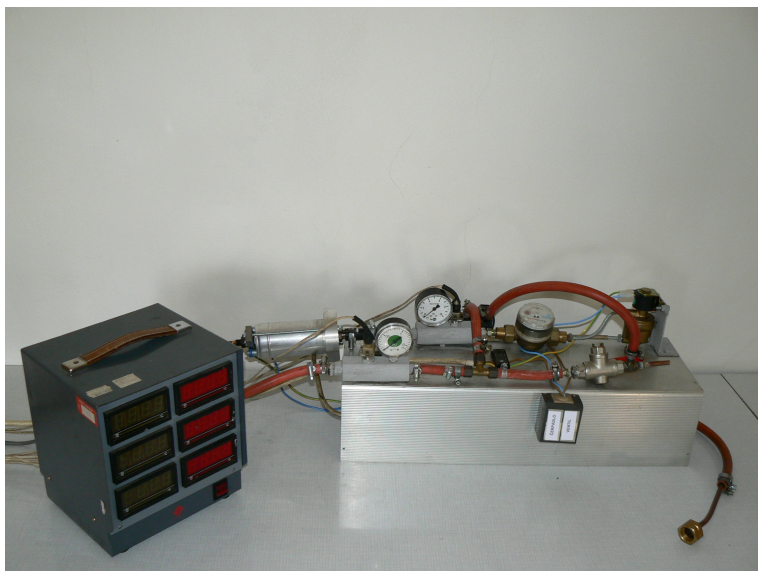
Tab. T28 Technické parametry palivových čerpadel BOSCH

Parametr	Základní označení čerpadla 0 580						
	254 044	254 020	254 032	254 039	254 915	254 922	254 915
Objemový průtok (l/h)	72-172	8-102	8-102	28-142	2-102	8-102	28-142
Výstupní tlak (kPa)	700	650	650	650	650	650	650
Jmenovité napětí (V)	12	12	12	12	12	12	12
Jmenovitý proud (A)	14	10	10	12	10	10	12
Minimální napětí (V)	8	8	8	8	8	8	8
Maximální výstupní tlak (kPa)	800-1450	800-1450	800-1450	650-850	480-650	450-800	480-850
Celková délka (mm)	196	169	167	167	179	180	180
Průměr čerpadla (mm)	60	60	60	60	60	60	60
Výstup	M12x1,5	M12x1,5	M12x1,5	M12x1,5	M12x1,5	M12x1,5	M12x1,5

8.0 Popis zkoušek palivového čerpadla

8.1. Zkoušky sériového provedení čerpadla

K ověření vlastností palivových čerpadel BOSCH, původně určených pro dopravu nafty nebo benzínu, bylo navrženo a zhotoveno zkušební zařízení umožňující zjišťování charakteristiky čerpadla při provozu se zkapalněným propan-butanem. Schéma zařízení je na následujícím blokovém schématu (Obr. 22) a vlastní provedení je zřejmé z Obr. 21.



Obr. 21 Zkušební zařízení pro měření průtokových charakteristik palivového čerpadla.

Při zkouškách byla použita zkapalněná směs LPG 40/60 (letní). Palivové čerpadlo bylo připojeno k akumulátoru 12V/44Ah s trvale připojeným dobíjením akumulátoru. V elektrickém obvodu čerpadla byl zapojen regulační reostat 0-10 Ω /10A v.č. 2166382 umožňující změnu napájecího napětí na palivovém čerpadle.

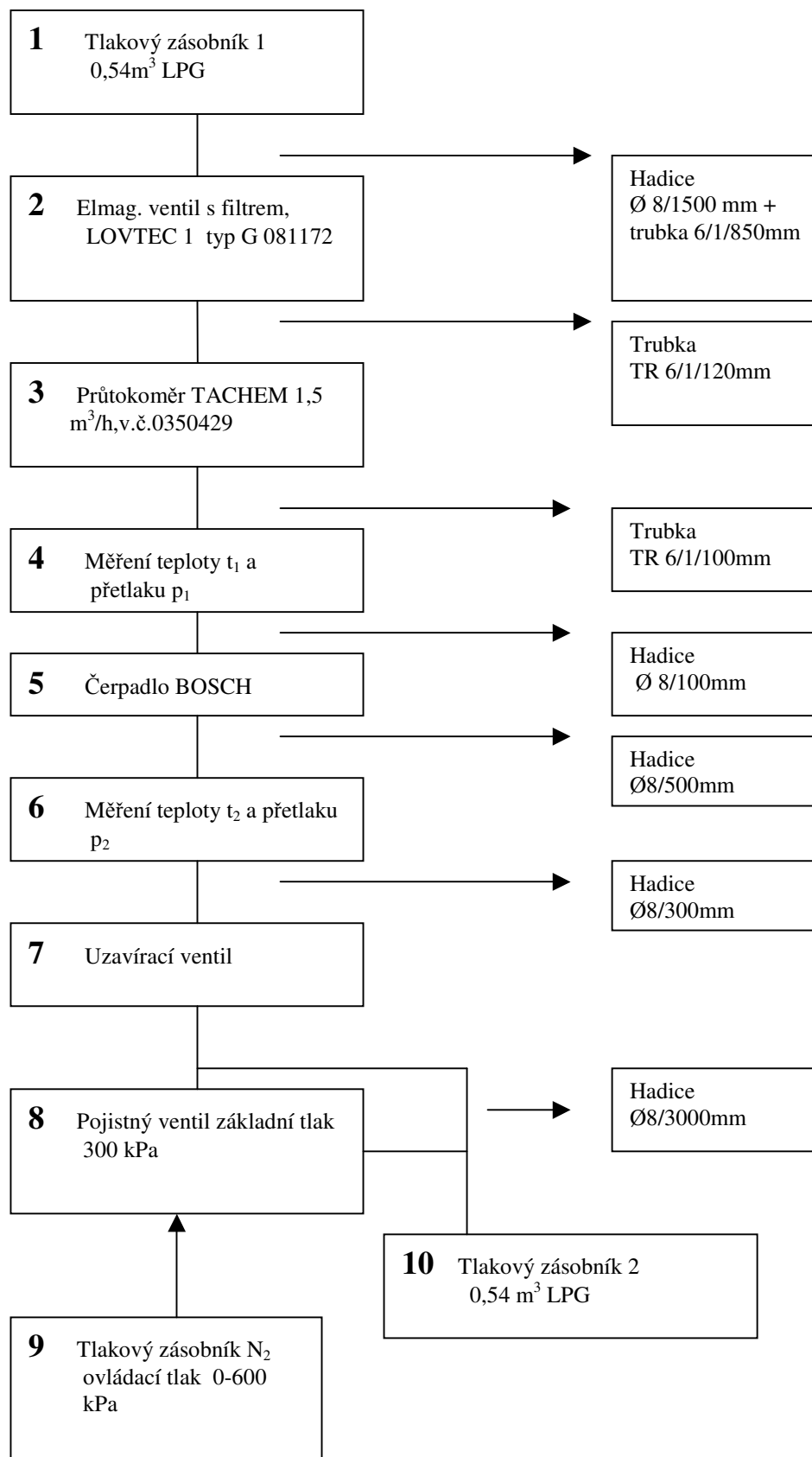
Měření elektrických veličin bylo provedeno přístroji:

napětí : METEX M 3800 v.č. 667583,

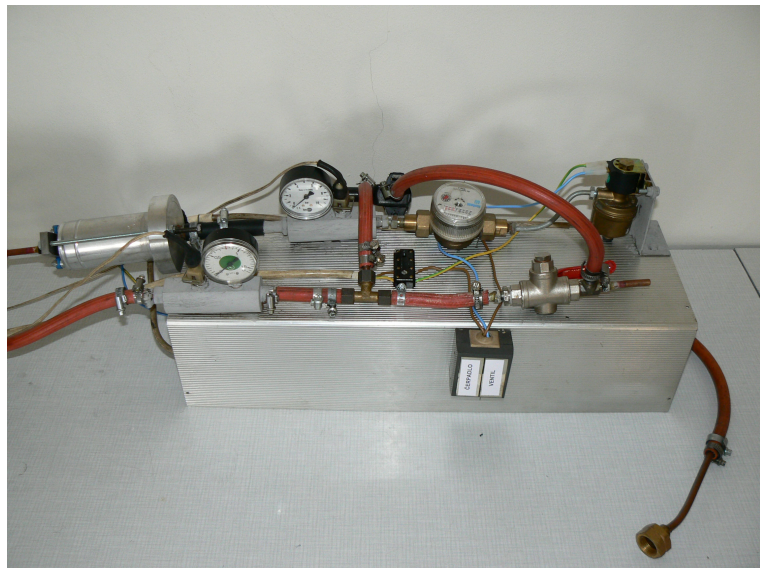
proud: ampérmetr METRA 0-10 A (60A) v.č. 4219949.

Připojení obou tlakových zásobníků ke zkušebnímu zařízení bylo do větve kapalně fáze. Před vlastními zkouškami byla zjištěna velikost tlakové ztráty mezi výstup z tlakového zásobníku č. 1 a sáním palivového čerpadla. Velikost ztráty při maximálním průtoku byla 50kPa. Měření tlaků bylo pomocí deformačních manometrů TECSIS na sací straně čerpadla (měřicí místo 4) rozsah 0 – 0,10MPa , na výtlačné straně čerpadla (měřicí místo 6) rozsah 0 – 0,16MPa přesnost měření 2,5%.

Teploty protékajícího zkapalněného plynu byly měřeny teploměry Pt 100 s plným ponorem do kapaliny, které byly zabudovány v tělese 4 a 6. Indikace teploty byla prostřednictvím digitálních výstupů MERET.



Obr. 22 Uspořádání zkušebního zařízení pro měření charakteristik čerpadla



Obr. 23 Zkušební zařízení pro měření průtokových charakteristik palivového čerpadla. - detail

Vzhledem k vhodným parametrům čerpadla BOSCH 580 254 910 bylo provedeno proměření jeho vlastností při čtyřech různých tlacích na sání čerpadla (dle dosažitelné teploty LPG). V čerpadle sériového provedení je zabudován přepouštěcí kuličkový ventil s pružinou. Sériové provedení čerpadla zaručuje konstantní maximální tlak ve výtlačné větvi čerpadla 450kPa. Při uvedeném výtlačném tlaku bylo při plně otevřeném uzavíracím ventilu a při všech měřených tlacích na saní čerpadla dosaženo maximálního průtoku LPG cca 85 dm³/h.



Obr. 24 Upravené čerpadlo Typ BOSCH 0 580 254 942

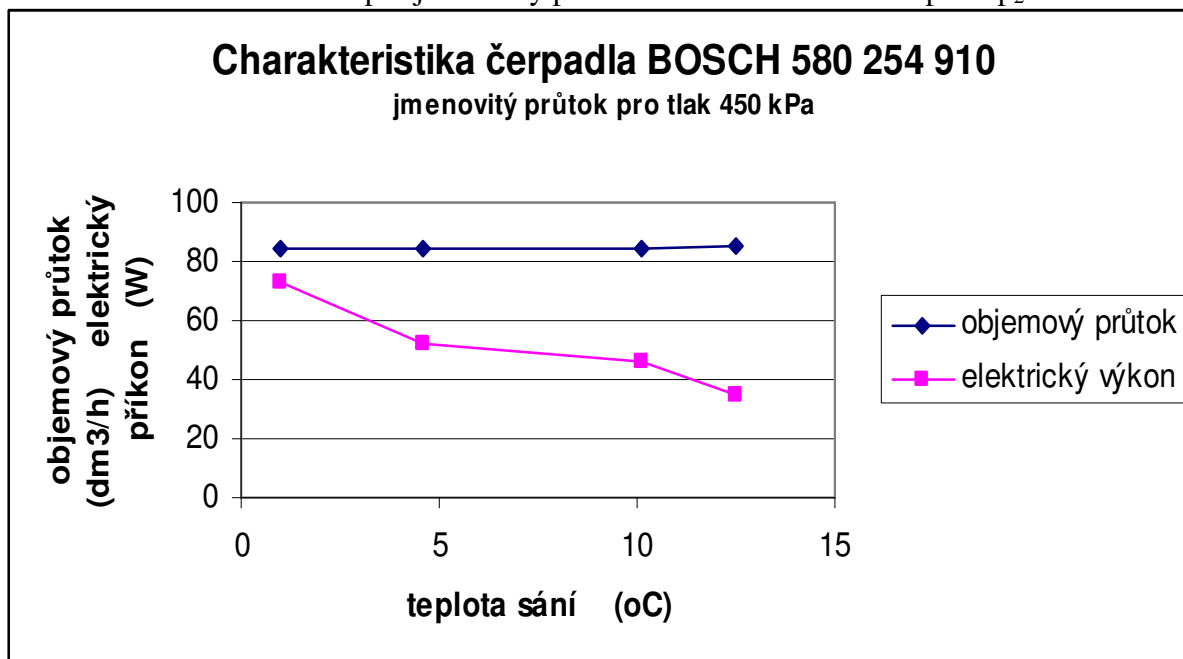
Naměřené hodnoty jsou uvedeny v následujících tabulkách a grafech. Závislost elektrického příkonu palivového čerpadla LPG na teplotě při maximálním průtoku LPG zkušebními zařízením je v Tab. T29. Závislost průtoku LPG na napětí při různých tlacích na vstupu do palivového čerpadla je uvedeno v tabulkách Tab. T30 až T33.

V tabulkách výsledků je uvedena hodnota výtlačné účinnosti čerpadla vypočtená ze vztahu:

$$\eta_v = \frac{P_v}{P_{el}} = \frac{\rho \cdot V \cdot g \cdot h}{I \cdot U} = \frac{\rho \cdot V \cdot g \cdot \frac{(p_v - p_s)}{\rho}}{I \cdot U} = \frac{V \cdot g \cdot \Delta p}{I \cdot U}$$

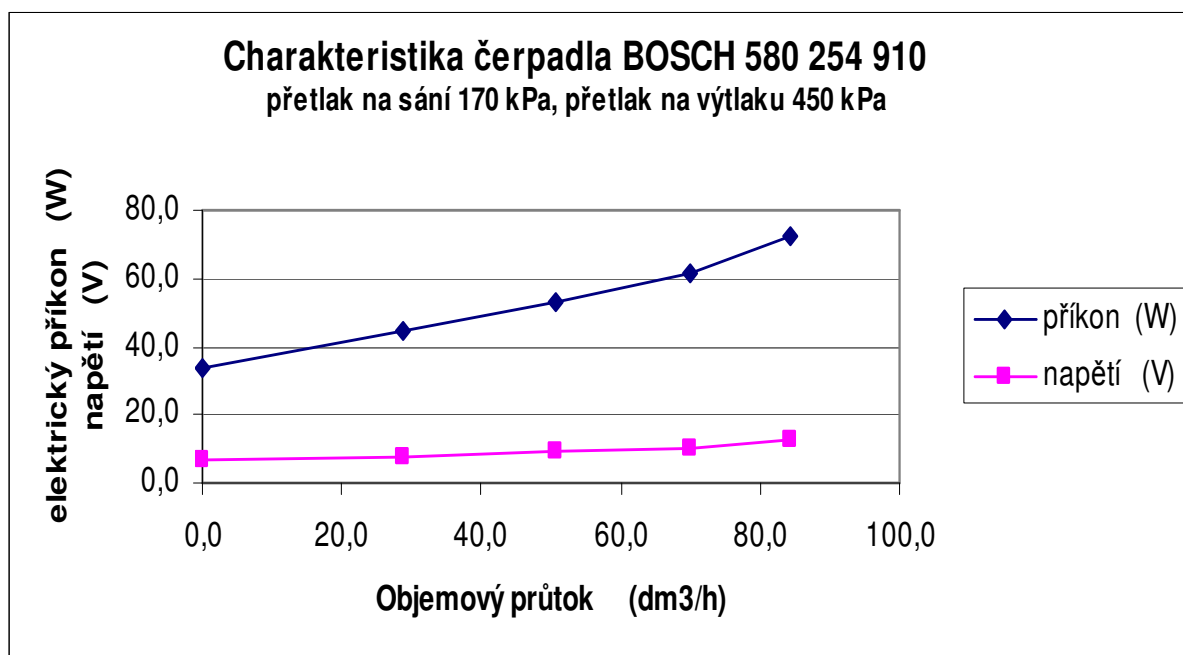
kde: V ... objemový průtok LPG (m³/s),
 Δp ... tlakový spád na čerpadle (Pa).

Tab. T29 Charakteristika pro jmenovitý průtok zkušebním zařízením při $\Delta p_2 = 450 \text{ kPa}$



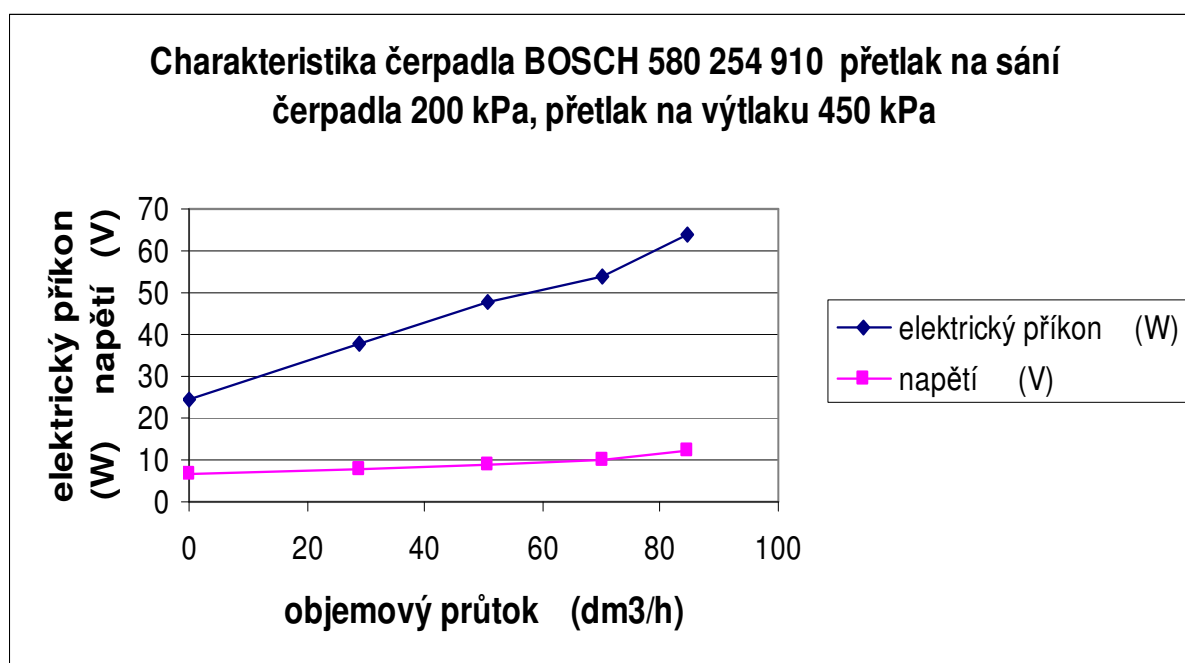
Tab. T30 Charakteristika čerpadla BOSCH 580 254 910
Přetlak na sání 170 kPa, přetlak ve výtlaku 450 kPa

Objemový průtok (dm³/h)	Elektrický příkon (W)	Napětí (V)	Teplota sání čerpadla t ₁ (°C)	Teplota výtlak čerpadla t ₂ (°C)	Výtlačná účinnost čerpadla (%)
0	34,1	6,60	1,2	5,8	0
28,9	44,6	7,95	1,1	5,8	49,44
50,6	52,9	9,10	1,1	5,8	72,98
70,0	61,6	10,00	1,1	5,8	86,70
84,3	72,8	12,40	1,0	5,8	88,35



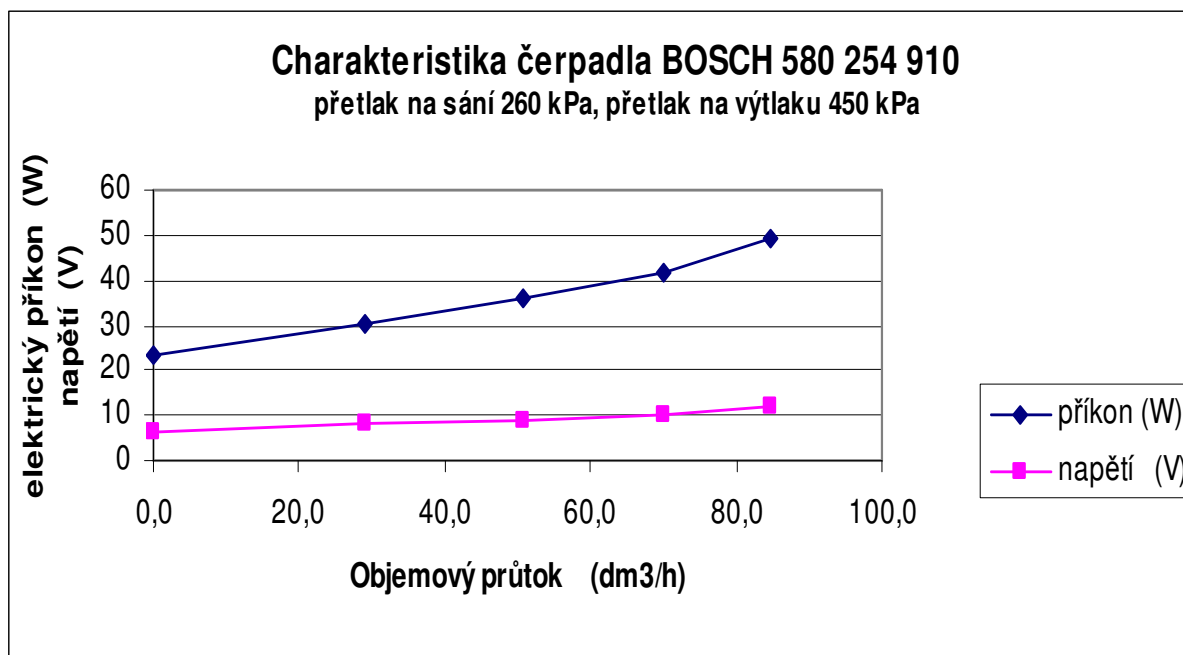
Tab. T31 Charakteristika čerpadla BOSCH 580 254 910
Přetlak na sání 200 kPa, přetlak ve výtlaku 450 kPa

Objemový průtok (dm ³ /h)	Elektrický příkon (W)	Napětí (V)	Teplota sání čerpadla t ₁ (°C)	Teplota výtlak čerpadla t ₂ (°C)	Výtlačná účinnost čerpadla (%)
0	24,3	6,58	4,9	9,4	0
28,9	37,9	7,97	4,8	9,4	51,95
50,7	47,8	9,00	4,7	9,5	72,26
70,2	54,0	10,00	4,6	9,6	88,56
84,7	64,0	12,30	4,6	9,4	90,16



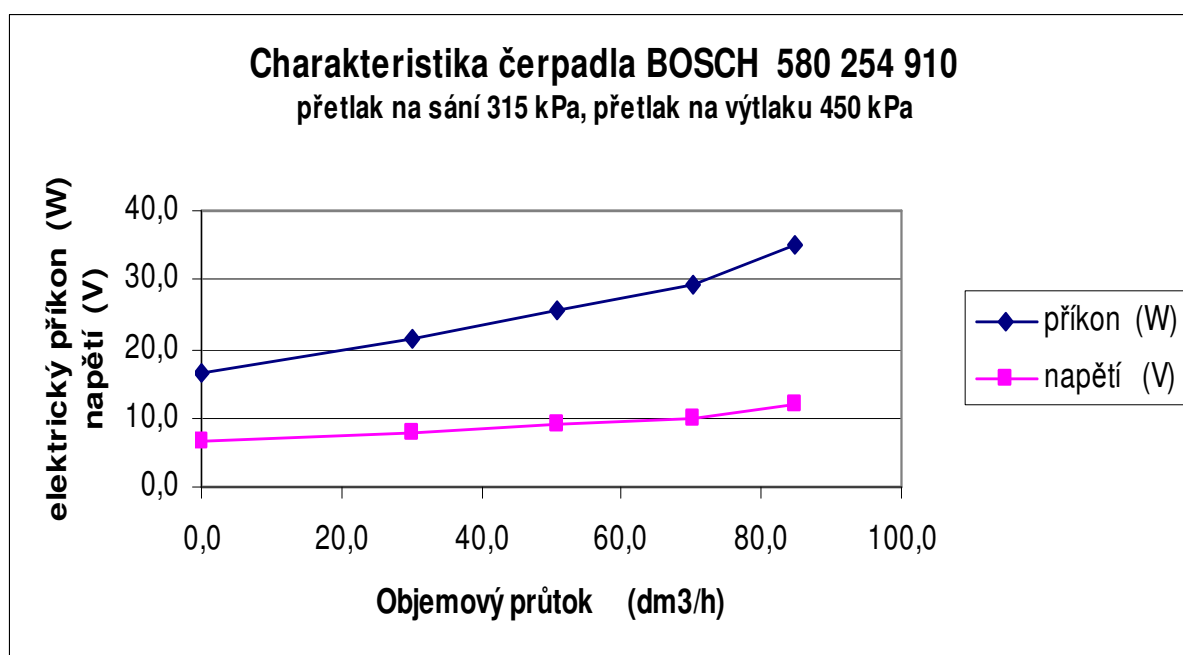
Tab. T32 Charakteristika čerpadla BOSCH 580 254 910
Přetlak na sání 260 kPa, přetlak ve výtlaku 450 kPa

Objemový průtok (dm ³ /h)	Elektrický příkon (W)	Napětí (V)	Teplota sání čerpadla t ₁ (°C)	Teplota výtlak čerpadla t ₂ (°C)	Výtlačná účinnost čerpadla (%)
0	23,1	6,62	10,3	15,0	0
28,9	30,3	8,02	10,3	14,9	49,38
50,8	35,9	9,00	10,2	15,0	73,26
70,0	41,8	10,00	10,1	14,9	86,70
84,6	49,4	11,90	10,1	14,9	88,67



Tab. T33 Charakteristika čerpadla BOSCH 580 254 910
Přetlak na sání 315 kPa, přetlak ve výtlaku 450 kPa

Objemový průtok (dm³/h)	Elektrický příkon (W)	Napětí (V)	Teplota sání čerpadla t ₁ (°C)	Teplota výtlak čerpadla t ₂ (°C)	Výtlačná účinnost čerpadla (%)
0,0	16,4	6,6	12,6	17,5	0
30,0	21,5	8,03	12,6	17,4	51,28
50,8	25,5	9,00	12,6	17,4	73,29
70,2	29,1	10,00	12,5	17,4	88,75
84,9	35,1	12,10	12,5	17,3	88,98



8.2. Zkoušky upraveného palivového čerpadla

Pro variantu řešení palivového systému s konstantní hodnotou tlaku na vstupu do odpařovače v celém rozsahu předpokládaných teplot LPG v nádrži cca (-20°C až 40°C) sériové seřízení palivového čerpadla BOSCH je nevyhovující. Při zástavbě palivového čerpadla v blízkosti regulátoru tlaku plynu jsou pro různé výstupní přetlaky na čerpadle maximální teploty LPG v nádrži dle následující tabulky. Potřebný přetlak na palivovém čerpadle je určen vztahem

$$\Delta P_{LPG} = \Delta P_{LPG \text{ nádrž}} - p_{ztrát}$$

Předpokládá se minimální tlaková ztráta při průtoku LPG potrubím a ventily do místa regulátoru tlaku a instalace palivového čerpadla min 50 kPa a nulová ztráta mezi výstupem z palivového čerpadla a regulátorem tlaku plynu.

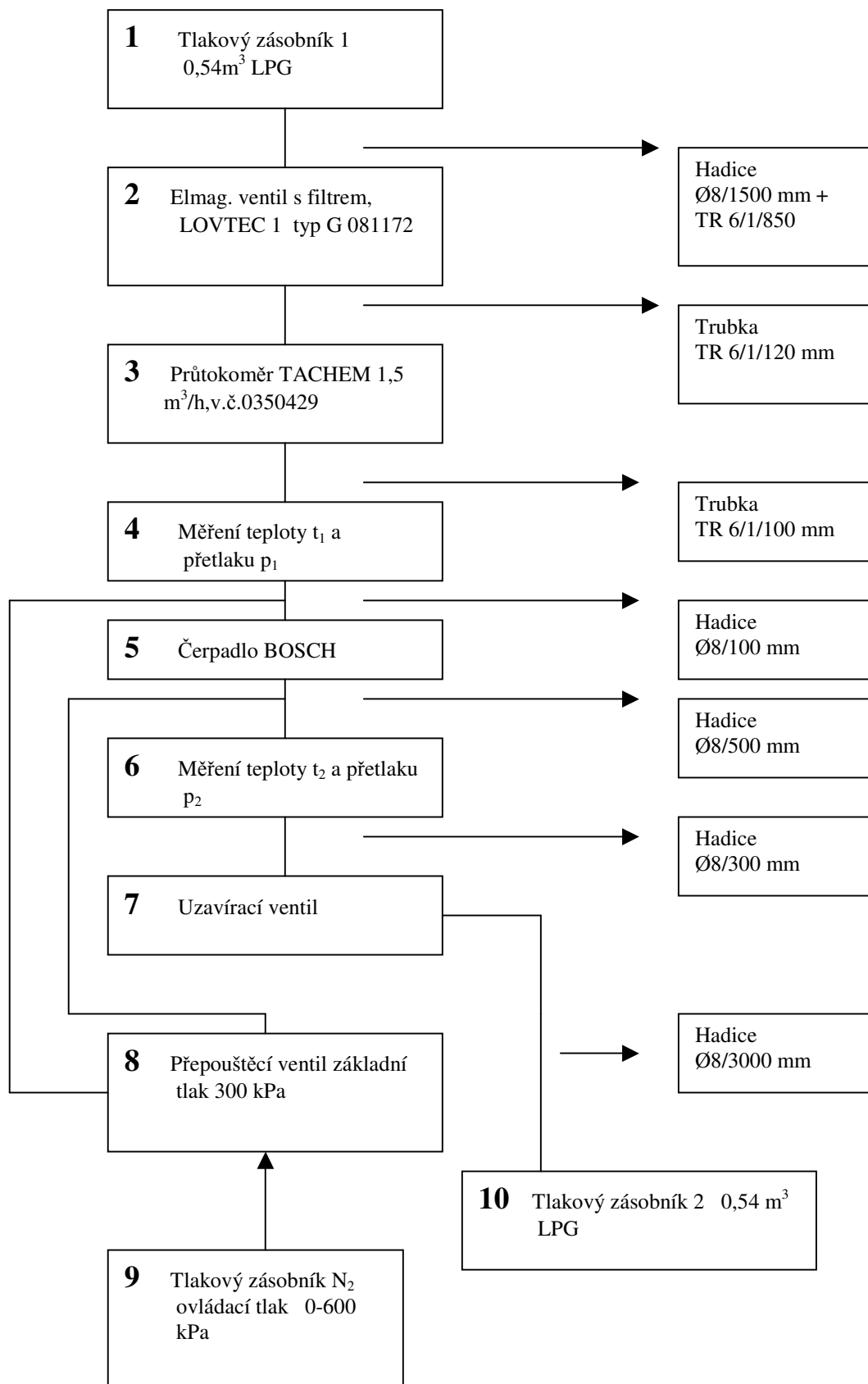
Tab. T34 Rozsah teploty LPG v nádrži pro různé tlaky na palivovém čerpadle

Výstupní přetlak na čerpadle (kPa)		Teplota LPG v nádrži (°C)	
		Směs 60/40	Směs 40/60
450	550	15,0	22,8
550	650	21,0	28,9
600	700	23,5	31,5
700	800	28,5	37,0
800	900	33,0	42,0

Na palivovém čerpadle byla provedena úprava spočívající v možnosti dodatečného seřizování velikosti výstupního přetlaku. Činnost přepouštěcího pružinového ventilu byla vyřazena z činnosti zablokováním pohybu odlehčovací kuličky event. byl použit seřizovací šroub umožňující změnu hodnoty základního předpětí pružiny přepouštěcího ventilu v čerpadle. Do obvodu čerpadla byl dále zařazen vnější přepouštěcí ventil s možností seřizování. Při zkouškách byla ověřena dvě provedení regulačních ventilů a to:

- upravený ventil z benzinové verze motorů Škoda 1,4 MPI se základním přepouštěcím tlakem 300kPa a možností další regulace vnějším tlakem z cizího zdroje.
- plynotěsný pružinový ventil Armaturka Vránová Lhota typ P 11 2287 616 s možností regulace tlaku v mezích 550 – 770kPa eventuelně 770 – 950kPa. Toto řešení je navrhováno jako konečné pro funkční vzorek čerpadla. Technické parametry ventilu jsou na příloze P 7.

Blokové schéma uspořádání zkušebního zařízení pro verzi s ventilem Škoda je na Obr. 25. Konstantní výtlakový tlak z čerpadla je zajištěn regulací tlaku přepouštěním do sání čerpadla.



Obr. 25 Uspořádání zkušebního zařízení pro měření charakteristik čerpadla s vnějším přepouštěcím ventilem

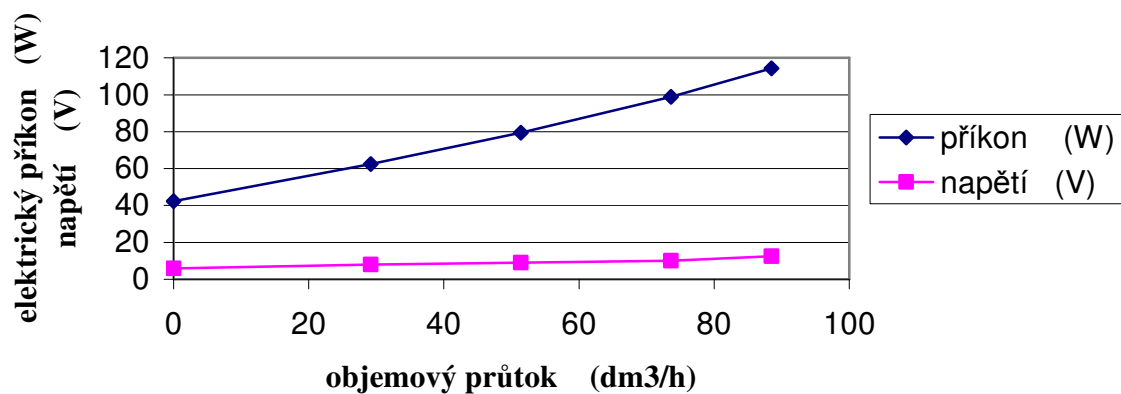


Obr. 26 Zkušební zařízení pro měření průtokových charakteristik palivového čerpadla s upraveným čerpadlem a regulačním ventilem.

Tab. T35 Charakteristika upraveného čerpadla BOSCH 580 254 942
Přetlak na sání 170 kPa, přetlak na výtlaku 600 kPa

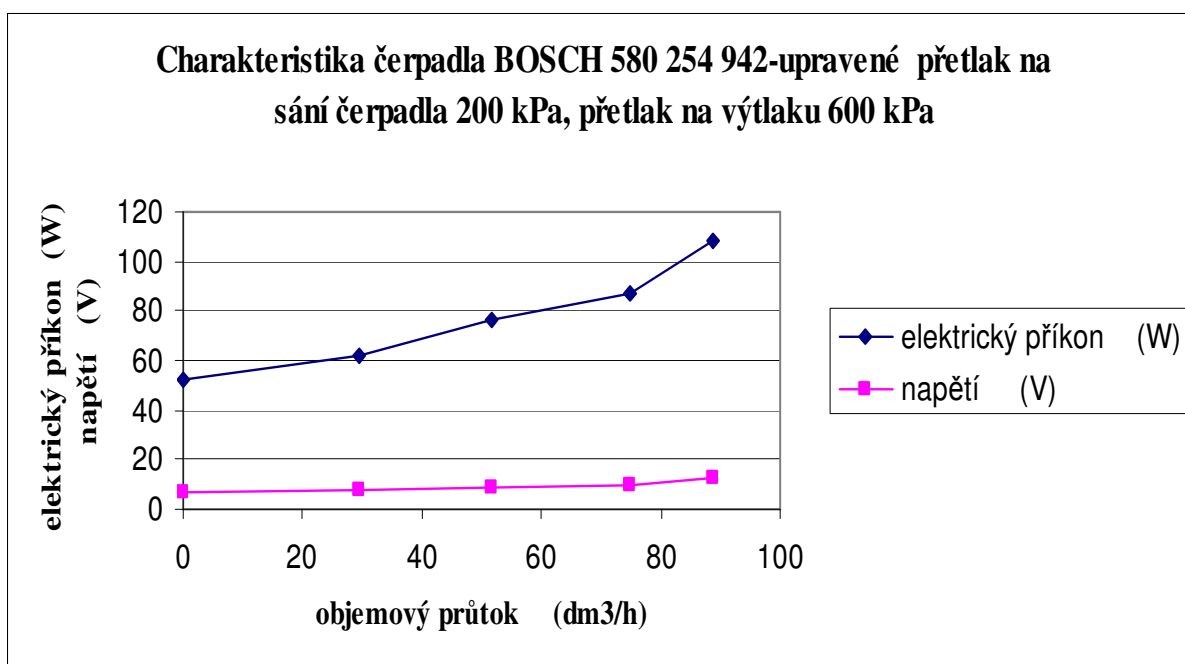
Objemový průtok (dm ³ /h)	Elektrický příkon (W)	Napětí (V)	Teplota sání čerpadla t ₁ (°C)	Teplota výtlak čerpadla t ₂ (°C)	Výtlačná účinnost čerpadla (%)
0	42,2	5,9	1,3	6,0	0
29,2	62,3	8,0	1,3	6,0	54,92
51,4	79,5	9,0	1,3	6,0	75,76
73,6	98,8	10,0	1,3	6,0	87,29
88,5	114,2	12,4	1,3	6,1	90,81

Charakteristika čerpadla BOSCH 580 254 942 - upravené
přetlak na sání 170 kPa, přetlak na výtlaku 600kPa



Tab. T36 Charakteristika upraveného čerpadla BOSCH 580 254 942
Přetlak na sání 200 kPa, přetlak na výtlaku 600 kPa

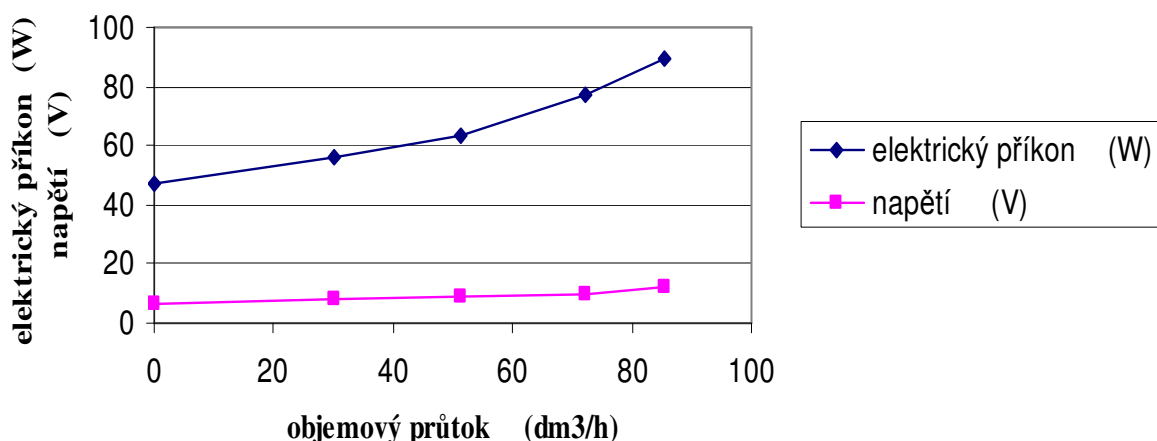
Objemový průtok (dm ³ /h)	Elektrický příkon (W)	Napětí (V)	Teplota sání čerpadla t ₁ (°C)	Teplota výtlak čerpadla t ₂ (°C)	Výtlačná účinnost čerpadla (%)
0	52,5	6,6	5,0	9,8	0
29,4	61,7	8,0	5,1	9,8	51,94
51,8	76,5	9,0	5,1	9,8	73,81
74,8	87,4	10,0	5,1	9,9	93,29
88,6	108,3	12,3	5,1	9,9	89,17



Tab. T37 Charakteristika upraveného čerpadla BOSCH 580 254 942
Přetlak na sání 260 kPa, přetlak na výtlaku 600 kPa

Objemový průtok (dm ³ /h)	Elektrický příkon (W)	Napětí (V)	Teplota sání čerpadla t ₁ (°C)	Teplota výtlak čerpadla t ₂ (°C)	Výtlačná účinnost čerpadla (%)
0	47,5	6,6	10,5	15,4	0
30,0	56,2	8,0	10,5	15,4	49,46
51,2	63,2	9,0	10,5	15,4	75,06
72,3	77,1	10,0	10,5	15,4	86,88
85,4	89,4	12,3	10,5	15,6	88,50

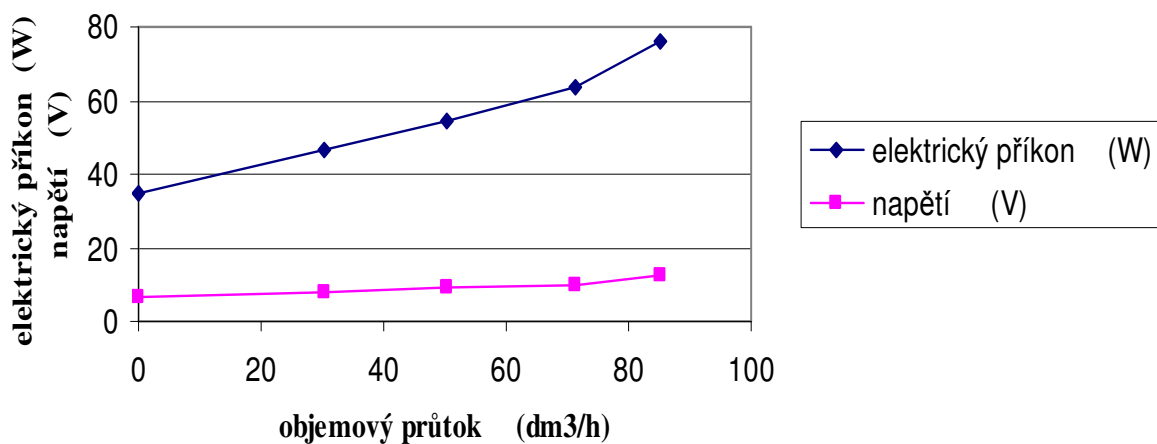
**Charakteristika čerpadla BOSCH 580 254 942-upravené přetlak na
sání čerpadla 260 kPa, přetlak na výtlaku 600 kPa**



Tab. T38 Charakteristika upraveného čerpadla BOSCH 580 254 942
Přetlak na sání 310 kPa, přetlak na výtlaku 600 kPa

Objemový průtok (dm³/h)	Elektrický příkon (W)	Napětí (V)	Teplota sání čerpadla t ₁ (°C)	Teplota výtlak čerpadla t ₂ (°C)	Výtlačná účinnost čerpadla (%)
0	34,6	6,6	12,4	18,5	0
30,2	46,8	8,0	12,5	18,5	50,99
50,2	54,5	9,0	12,4	18,8	72,79
71,4	63,6	10,0	12,5	18,5	79,03
85,2	75,8	12,1	12,5	18,5	88,82

**Charakteristika čerpadla BOSCH 580 254 942-upravené přetlak na
sání čerpadla 310 kPa, přetlak na výtlaku 600 kPa**



9.0 Požadavky na homologaci palivového čerpadla LPG dle EHK 67

Čerpadlo pro dodávku tekutého LPG k odpařovači/regulátoru zvýšeným tlakem než je tlak v nádrži LPG (tlak nasycených par) musí splňovat následující požadavky a jejich ověření musí být provedeno dále popsánymi zkouškami. Požadavky a rozsah zkoušek je určen předpisem EHK 67. Jednotné ustanovení pro homologaci speciálního vybavení motorových vozidel používajících zkapalněné ropné plyny v pohonném systému ve znění revize 2 z 16.10.1995.

Kapalný LPG v autobuse KAROSA B931 s plynovým motorem ML 636 PBEM a v autobuse KAROSA B 741.1922 a plynovým motorem ML 636 PBE.w je umístěn v pěti tlakových nádržích o obsahu 90 litrů, které se k palivovému systému motorů připojují ventily VM 1221. K regulátoru tlaku M6 VM 54716349 je palivo vedeno společným potrubím o délce cca 9 m. Pro uvedený palivový systém obou typů autobusů se navrhuje zabudování jednoho společného podávacího palivového čerpadla LPG do tohoto potrubí v prostoru ovládacích ventilů VM 1221. Požadavky, které takto zabudované podávací palivové čerpadlo musí podle předpisu splnit jsou požadavky na čerpadlo umístěné mimo palivovou nádrž .

9.1 Požadavky na podávací čerpadlo LPG.

V souladu s předpisem se proto na něho vztahují následující požadavky a zkušební postupy pro jejich ověření:

Klasifikace čerpadla :	třída 1, maximální provozní tlak vyšší než 450kPa
Klasifikační tlak čerpadla :	3000kPa
Konstrukční teploty :	-20°C až 120°C
Umístění čerpadla :	čerpadlo bude namontované vně palivové nádrže.

a) Všeobecné konstrukční požadavky:

Elektrická izolace musí být provedena tak, že elektrické čerpadlo obsahující LPG musí v případě destrukce součásti zabránit vzniku elektrické jiskry na povrchu trhliny. Musí být provedeno tak, že:

- Elektrický systém musí být izolovaný od tělesa palivového čerpadla a od nádrže určené pro palivové čerpadlo.
- Izolační odpor musí být větší než 10MΩ.

b) Všeobecné požadavky na zkoušky:

- Zkoušky těsnosti se mohou provést stlačeným vzduchem nebo dusíkem.
- Pro získání tlaku pro hydrostatickou zkoušku může být použita voda nebo jiná kapalina.
- U všech zkoušek musí být uveden použitý druh zkušebního media.
- Doba trvání zkoušky těsnosti a hydrostatické pevnosti nesmí být kratší než 1 minuta.
- Při zkouškách musí být dodržena teplota 20±5°C pokud není stanoveno jinak.

c) Vzrůst tlaku:

Čerpadlo musí být konstruované tak, aby výstupní tlak nikdy nepřevýšil hodnotu klasifikačního tlaku 3000kPa např. v okamžiku neprůchodnosti LPG potrubím či neotevřením uzavíracího ventilu. Konstrukční řešení je možné dosáhnout vypnutím čerpadla nebo recirkulací LPG do nádrže.

d) Vyžadované zkušební postupy:

Pro čerpadlo montované mimo nádrže musí být provedeny následující zkoušky:

- 1) *Přetlaková zkouška*
- 2) *Zkouška na vnější těsnost*
- 3) *Zkouška při vysoké teplotě*
- 4) *Zkouška při nízké teplotě*
- 5) *Zkouška slučitelnosti LPG pro syntetické materiály*
- 6) *Zkouška proti korozi*
- 7) *Zkouška odolnosti proti suchému teplu*
- 8) *Zkouška stárnutí v ozónu*
- 9) *Zkouška tečení*
- 10) *Zkouška cyklováním teploty*
- 11) *Trvanlivost/funkční zkoušky*
- 12) *Zkouška těsnosti sedla*

Pro jednotlivé zkoušky jsou předepsány následující požadavky:

1. Přetlaková zkouška

čerpadlo musí odolávat bez jakýchkoli viditelných známek o porušení nebo trvalé deformaci hydraulickému zkušebnímu tlaku (2,25 násobku maxima klasifikačního tlaku) tj. 6750 kPa po dobu 1 minuty při otevřeném výstupu vysokotlaké části.

Postup zkoušky: zkouška se provádí až po zkoušce trvanlivosti. Vzorek čerpadla se připojí ke zdroji hydrostatického tlaku. Na přívodním potrubí musí být zabudován uzavírací ventil a manometr s měřicím rozsahem 1,5 až 2 násobku zkušební tlaku .

2. Zkouška na vnější těsnost

Čerpadlo musí být těsné v celé části uzavíracího pláště včetně dříků pro napojení přívodu el. napětí. Nesmí vykazovat pórovitost v rozsahu tlaku 0 – 6750 kPa.

Zkouška se provádí: při teplotě $20\pm 5^{\circ}\text{C}$,
při minimální provozní teplotě -20°C
maximální provozní teplotě 120°C

Při zkoušce se čerpadlo připojí ke zdroji tlaku. Přívodní tlakové potrubí musí obsahovat přímo ovládaný uzavírací ventil a manometr s rozsahem 101,25 až 135 baru. Manometr se umístí mezi automatický ventil a zkoušené čerpadlo. Po zavedení zkušební tlaku a čerpadlo ponoří do vodní nádrže k detekci netěsností se použije rovnocenná metoda (měření průtoku zkušební plynu nebo měření poklesu tlaku).

Vnější únik musí být menší než $15\text{cm}^3/\text{h}$ při uzavřených vstupních a výstupních průřezů čerpadla.

3. Zkouška při vysoké teplotě

Čerpadlo nesmí mít větší únik plynu než 15cm³/h při uzavřeném výstupu při působení tlaku plynu v podmínkách maximální teploty. Tlak plynu při zkoušce je stejný jako při zkoušce těsnosti. Zkouška se provádí s čerpadlem na které působila vysoká teplota minimálně 8hodin před zahájením zkoušky.

4. Zkouška při nízké teplotě

Zkouška se provádí při stanovené minimální provozní teplotě -20°C. Ostatní podmínky a průběh zkoušky je stejný jako při zkoušce při vysoké teplotě.

5. Zkouška slučitelnosti LPG pro syntetické materiály

Syntetická část, která je ve styku s LPG nesmí vykazovat nadměrnou změnu objemu nebo úbytek objemu. Zkouška se provádí dle ISO 1817 na odolnost proti n-pentanu při následujících podmínkách:

zkušební látka je n-pentan

teplota při zkoušce 23°C

dobu zkoušky (ponoření materiálu do n-pentanu) 72hodin

Přípustná změna objemu po zkoušce je 20% a po uložení zkoušené látky na vzduchu o teplotě 40°C po dobu 48hodin nesmí hmotnost v porovnání s původní hmotností klesnout o více než 5%.

6. Zkouška proti korozi

Kovové části čerpadla musí splnit zkoušky těsnosti uvedené v bodech a) až d) po 144hodinové zkoušce solným postřikem podle ISO 9227. Zkouška se provádí po uzavření vstupních a výstupních otvorů čerpadla. Odolnost je možné prokázat nepovinou zkouškou dle IEC 68-2-52 Kb:Salt Spray Fog Test.

7. Zkouška odolnosti proti suchému teplu

Zkouška se provádí dle ISO 188. Na vzorek čerpadla se nechá působit po dobu 168hodin vzduch o teplotě odpovídající maximální provozní teplotě (120°C). Povolena změna pevnosti v tahu nesmí být vyšší než 25% a povolená změna tažnosti musí být v mezích : maximální nárůst 10%, maximální pokles 30%.

8. Zkouška stárnutí v ozónu

Zkouška se provádí dle ISO 1431/1 pouze pro nekovové části. Na zkušební vzorek materiálu zatížený na 20% poměrné prodloužení působí vzduch o teplotě 40°C s koncentrací ozónu 0,5ppm po dobu 120hodin. Při zkoušce se nesmí zjistit žádné trhliny materiálu.

9. Zkouška tečení

Při zkoušce se ověřují vlastnosti nekovových materiálů použitých v čerpadle, které jsou ve styku s kapalným LPG. Po provedené zkoušce tečení musí být splněny zkoušky těsnosti dle bodů 2, 3 a 4 .

Podmínky při zkoušce jsou: doba zkoušení 96 hodin

zkušební hydraulický tlak 2,25 maximální provozní tlak
(6750kPa)

zkušební teplota 120°C.

Pro zkoušku může být použita voda nebo jiná vhodná kapalina.

10. Zkouška cyklováním teploty

Při zkoušce se ověřují vlastnosti nekovových materiálů použitých v čerpadle, které jsou ve styku s kapalným LPG. Po provedené zkoušce tečení musí být splněny zkoušky těsnosti dle bodů 2, 3 a 4 . Podmínky při zkoušce jsou: doba zkoušení 96 hodin teplotních cyklů z minimální provozní teploty do maximální provozní teploty s dobou trvání cyklu 120 minut, zkušební hydraulický tlak 2,25 maximální provozní tlak (3000 kPa).

10.0 Pevnostní kontrola pláště podávacího čerpadla

Pro splnění požadavků z kapitoly 9.0 pro homologaci palivového čerpadla na LPG dle EHK 67 dle bodu 1 - Přetlaková zkouška a 2 - Zkouška na vnější těsnost je nutné provést úpravu stávajícího pláště čerpadla. Plášť čerpadla lze charakterizovat jako tenkostěnnou tlakovou nádobu. V původní benzínové (naftové verzi) není čerpadlo kvalifikováno na jmenovitý tlak 3000kPa, ale na tlak 1000kPa.

Vzhledem k požadavku na provedení zmíněných zkoušek, bylo nutné provést tyto konstrukční úpravy :

- Zvětšení tloušťky pláště čerpadla na hodnotu $s = 3\text{mm}$
- Zvětšení tloušťky dna čerpadla na hodnotu $s_1 = 6\text{mm}$
- Návrh uzavírání čerpadla šroubovým spojem 6 x M5

10.1 Výpočet pevnosti pláště palivového čerpadla.

Pevností výpočet pláště palivového čerpadla byl proveden dle ČSN 69 0010 – Tlakové nádoby stabilní – Technická pravidla, Výpočet pevnosti.

10.1.1 Dovolené namáhání a součinitele bezpečnosti dle ČSN 69 0010 část 4.3

materiál pláště 42 4415.25

mez pevnosti	$R_m := 250$	MPa
mez kluzu	$R_{p0.2} := 196$	MPa
max. zkušební přetlak	$p := 6.75$	MPa
vnější průměr pláště	$D := 65$	mm
předpokládaná tloušťka	$t := 3$	mm
součinitel bezpečnosti :	$n_T := 1.1$	$n_{BN} := 2$
součinitel svarového spoje :	$\phi_p := 1$	

dovolené namáhání :

$$\sigma := \frac{R_{p0.2}}{n_T} \quad \sigma = 178.182 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma := \frac{R_m}{n_{BN}} \quad \sigma = 125 \quad \text{MPa}$$

přídavek na korozi	$c_1 := 0$	mm
přídavek na zápornou výrobní odchylku	$c_2 := 0.1$	mm
technologický přídavek	$c_3 := 0.5$	mm
$c := c_1 + c_2 + c_3$	$c = 0.6$	mm

10.1.2 Výpočet skořepiny zatížené vnitřním přetlakem dle ČSN 69 0010 část 4.5

$$s_r := \frac{p \cdot D}{2 \cdot \sigma \cdot \phi_p - p} \quad s_r = 1.804 \text{ mm}$$

$$s_v := s_r + c \quad s_v = 2.404 \text{ mm} \quad s := 3 \text{ voleno}$$

podmínky platnosti:

$$\frac{s - c}{D} \leq 0.3 \quad x := \frac{s - c}{D} \quad x = 0.037$$

10.1.3 Výpočet plochého nevyztuženého dna dle ČSN 69 0010 část 4.9

materiál dna 42 4441.71

$$\text{mez pevnosti} \quad R_m := 320 \text{ MPa}$$

$$\text{mez kluzu} \quad R_{p0.2} := 275 \text{ MPa}$$

$$\text{max. zkušební přetlak} \quad p := 6.75 \text{ MPa}$$

$$\text{vnější průměr pláště} \quad D_R := 53 \text{ mm}$$

$$\text{předpokládaná tloušťka} \quad s_{1v} := 6 \text{ mm}$$

$$\text{součinitel bezpečnosti :} \quad n_T := 1.1 \quad n_{BN} := 2$$

$$\text{součinitel svarového spoje :} \quad \phi := 1$$

dovolené namáhání :

$$\sigma := \frac{R_{p0.2}}{n_T} \quad \sigma = 250 \text{ MPa}$$

$$\sigma := \frac{R_m}{n_{BN}} \quad \sigma = 160 \text{ MPa}$$

$$\text{přídavek na korozi} \quad c_1 := 0 \text{ mm}$$

$$\text{přídavek na zápornou výrobní odchylku} \quad c_2 := 0.1 \text{ mm}$$

$$\text{technologický přídavek} \quad c_3 := 0.5 \text{ mm}$$

$$c_{1v} := c_1 + c_2 + c_3 \quad c_{1v} = 0.6 \text{ mm}$$

$$\text{otvor ve dně} \quad d := 10 \text{ mm}$$

$$K_0 := \sqrt{1 + \frac{d}{D_R} + \left(\frac{d}{D_R}\right)^3} \quad K_0 = 1.093$$

$$z := \frac{s - c}{s_{1v} - c_{1v}} \quad z = 0.444 \quad K := 0.41$$

podmínky platnosti:

$$\frac{s_{1v} - c}{D_R} \leq 0.11 \quad y := \frac{s_{1v} - c}{D_R} \quad y = 0.102$$

$$s_{1R} := K \cdot K_0 \cdot D_R \cdot \sqrt{\frac{p}{\sigma \cdot \phi}} \quad s_{1R} = 4.88 \text{ mm}$$

$$s_{v1} := s_{1R} + c_{1v} \quad s_{v1} = 5.48 \text{ mm} \quad s_1 := 6 \text{ voleno}$$

10.1.4 Pevnostní kontrola šroubů

výpočtový průměr těsnění	$D_t := 88$	mm
max. zkušební přetlak	$p := 6.75$	MPa
mez kluzu šroubu 8G	$R_{p0.2} := 640$	MPa
součinitel bezpečnosti	$n_k := 2.5$	
síla od přetlaku	$F := \frac{\pi \cdot D_t^2}{4} \cdot p$	$F = 4.105 \times 10^4 \text{ N}$
dovolené namáhání šroubu	$\sigma_D := 0.8 \cdot R_{p0.2}$	$\sigma_D = 512 \text{ MPa}$
potřebná plocha průřezu šroubu	$S := \frac{F}{\sigma_D}$	$S = 80.2 \text{ mm}^2$
volen Šroub M5x10	$d_2 := 4.48 \text{ mm}$ $d_3 := 4.019 \text{ mm}$	
nosná plocha průřezu šroubu	$S_1 := \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{d_2 + d_3}{2} \right)^2$	$S_1 = 14.2 \text{ mm}^2$
počet šroubů:	$n_v := \frac{S}{S_1}$	$n_v = 5.654 \text{ ks}$
		$n := 6 \text{ volenc}$
kontrola napětí	$\sigma := \frac{F}{n \cdot S_1}$	$\sigma = 482.4 \text{ MPa}$

$$\sigma \leq \sigma_D$$

Na základě provedených kontrolních pevnostních výpočtu byla zpracována výrobní výkresová dokumentace, číslo sestavného výkresu KVM -385-A2-07-0001, dle které je možné vyrobit funkční vzorek pro případnou homologaci podle požadavků EHK 67.

11.0 Závěr

V diplomové práci byla řešena problematika plynového palivového příslušenství autobusu provozovaných na směs kapalných uhlovodíků propan-butan, který používá rekonstruovaný původně vznětový naftový motor ML 636.

Výsledkem práce je především dílčí analýza vlastností palivového systému plynového autobusu v závislosti na vybraných provozních podmínkách. Analýza je zaměřena na posouzení proměnlivosti parametrů směsi, posouzení změn vybraných faktorů a dodržení požadované (základní) velikosti součinitele přebytku vzduchu při současném zajištění podmínek pro dostatečný průtok LPG palivovým systémem, zejména při nízkých teplotách. Posuzovanými faktory při analýze byly přetlak LPG v nádržích eventuelně před vstupem do regulátoru tlaku plynu DELTEC, hustota plnicího vzduchu a hustota plynného paliva a barometrické podmínky.

Z výsledků analýzy vyplývá významný vliv přetlaku LPG v nádržích, který může při malých hodnotách způsobit omezení průtoku kapalného paliva do regulátoru tlaku a následně způsobit změny výkonu motoru a jeho emisních vlastností. K posuzování těchto vlivů jsou použity dostupné údaje ze zkoušek plynových motorů provedených v laboratoři motorů katedry.

V práci je v souladu se zadáním a na základě provedené analýzy navrženo nové uspořádání palivového systému plynového autobusu s vnějším podávacím čerpadlem včetně dalších potřebných prvků palivového systému, které odstraňuje nedostatky stávajícího řešení palivové soustavy autobusu. Nové řešení rovněž zajistí dostatečný průtok paliva soustavou a zmenší proměnlivost parametrů, zejména součinitele přebytku vzduchu směsi, výkonu a emisí. Uvedeným řešením bude odstraněna nutnost dodatečného seřizování motorů před zimním obdobím.

Výsledek těchto prací je návrh palivového systému s čerpadlem v rozvodu LPG, který umožňuje provoz s konstantním tlakem před regulátorem tlaku ve zvoleném rozpětí přetlaků v palivových nádržích. Z důvodů dosažení dostatečné životnosti podávacího palivového čerpadla byl zvolen a doporučen základní přetlak 500kPa. Systém může být provozován i při vyšším přetlaku. Z navrhovaných možných řešení bylo podrobněji a ve formě funkčního vzorku realizováno uspořádání s čerpadlem s konstantními otáčkami a s regulací tlaku přepouštěním výstupu do sání čerpadla.

Na základě průzkumu dostupných řešení čerpadel bylo zvoleno použití palivového čerpadla fy BOSCH a.s. určené pro naftové motory. Volba tohoto řešení vycházela:

- z ekonomických důvodů, uvedená čerpadla vzhledem k sériové výrobě jsou poměrně levná,
- výroba čerpadel je dlouhodobě ověřena a dosahují vysoké provozní spolehlivosti,
- mimo základní řady čerpadel je vyráběna řada speciálních provedení s výstupním tlakem až 700kPa. Vyrábí se několik provedení s tlaky v rozmezí 500-600kPa,
- rozměrově jsou čerpadla vhodná pro mobilní použití,
- dostupnost speciálních čerpadel pouze na LPG s malými výkony je velmi omezená a jejich cenová náročnost je velká (např. používána v systému plnicích stojanů LPG fy ADAST a.s.).

K ověření vlastností palivového systému na LPG s regulací výstupního tlaku bylo zkonstruováno a vyrobeno zkušební zařízení simulující přibližné podmínky v provozu autobusu. Při zkouškách byly ověřeny vlastnosti sériového čerpadla a čerpadla s úpravou umožňující provoz při různém výstupním tlaku.

V závěrečné části práce byla posouzena vhodnost zvoleného typu palivového čerpadla BOSCH z hlediska splnění požadavků předpisu EHK 67. Základním požadavkem předpisu je splnění podmínek přetlakové zkoušky a zkoušky na vnější těsnost při poměrně vysokém klasifikačním tlaku 6,75MPa. Sériová čerpadla Bosch pro dopravu nafty jsou klasifikována na nižší tlak. Pro splnění uvedených podmínek zkoušky bylo nutné provést potřebné konstrukční úpravy – zvětšení tloušťky pláště čerpadla a zajištění těsnosti uzavíracího víka čerpadla. Uvedené úpravy jsou zpracovány ve formě projektové dokumentace nového řešení čerpadla. Ověření pevnostních vlastností pláště čerpadla bylo provedeno pouze výpočtem základních napětí, podrobnější analýza rozložení napětí v jednotlivých částech pláště čerpadla a přechodech do přírub nebylo prováděno. Ostatní obecné požadavky předpisu EHK 67 navržené čerpadlo plní.

Před realizací navrženého systému palivové soustavy doporučuji dlouhodobější ověření upraveného čerpadla při provozním tlaku, provedení analýzy rozložení napětí v plášti čerpadla a provedení předepsaných zkoušek na těsnost a přetlak.

Seznam literatury

- /1/ Beroun S.: Technická zpráva k požadavkům na kvalitu LPG. Výzkumná zpráva SM 479/2004, FS, TUL 2004.
- /2/ Prokeš O., Čapla L.: Zkapalněné uhlovodíkové plyny. VŠCHT Praha.
- /3/ Beroun S.: Regulátor tlaku DELTEC_CENTURY, určení podmínek ke splnění předpisu EHK 67. Výzkumná zpráva SM 284/1993, FS, VŠST Liberec, 1993.
- /4/ Beroun S., Bartoníček L., Scholz C.: Ekologické přínosy plynofikace automobilové dopravy. Výzkumná zpráva SM 386/2001, FS, TUL 2001.
- /5/ Beroun S.: Technický popis a návod k obsluze autobusu Karosa B 931 s plynovým motorem ML 636 PBEM. Výzkumná zpráva SM 55153/13/370. FS, TUL 1998.
- /6/ Beroun S.: Plynový motor ML 636 PBE.w-MIC. Výzkumná zpráva SM 365/2000. FS, TUL 2000.
- /7/ Předpis EHK č.67 – dohoda o přijetí jednotných technických předpisů pro kolová vozidla, zařízení a částí, které se mohou montovat a nebo požívat na kolových vozidlech a o podmínkách pro vzájemné uznání homologací na základě těchto předpisů.
- /8/ Technická dokumentace čerpadel BOSCH.
- /9/ Vlk F.: Alternativní pohony motorových vozidel. ISBN 80-239-1602-5, FVLK 2004.
- /10/ Fiala J. a kol.: Strojnické tabulky 1-3. ISBN 80-03-00457-8, Praha 1990.
- /11/ Tlakové nádoby stabilní ČSN 69 0010. A3890, Praha 1990
- /12/ Kříž R. a kol.: Strojní součásti I. L13-C2-V-43f/25851, SNTL 1984.
- /13/ <http://www.lpg.cz/main/>
- /14/ <http://www.calpg.cz/>
- /15/ <http://www.ceskyplyn.cz/charakteristika-cs-lpg.php>
- /16/ <http://www.primaplyn.cz/primagas/proc-plyn-lpg/>
- /17/ <http://www.telecom.gov.sk/externe/ehkosn/ehkmain.htm>
- /18/ http://www.mvcr.cz/statistiky/crv/crv07_1/stat_crv/zpalext.txt

Seznam příloh

Příloha P1 – Schematický nákres uspořádání palivového systému vozidla a plynového motoru ML 636 PBEx	[list 1]
Příloha P2 – Schematický nákres uspořádání palivového systému vozidla s podávacím palivovým čerpadlem a plynového motoru ML 636 PBEx	[list 1]
Příloha P3 – Kusovník k příloze P1 a P2	[list 1]
Příloha P4 – Technický list čerpadel BOSCH řady 0 580 254 9xx	[list 1]
Příloha P5 – Schematické uspořádání čerpadla BOSCH	[list 1]
Příloha P6 – Pracovní parametry čerpadel BOSCH 0 580 xxx xxx	[list 1 – 8]
Příloha P7 – Protokol o zkouškách pojistného ventilu	[list 1]
Příloha P8 – Osvědčení o pojistném ventilu	[list 1]
Příloha P9 – Schéma elektronické řídicí jednotky	[list 1]
Příloha P10 – Výrobní výkresová dokumentace k upravenému čerpadlu	[list 1 – 9]